

ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR
UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID



INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES

TRABAJO FIN DE GRADO

Marzo 2017

CLIMATIZACIÓN DE UNA PISCINA CUBIERTA
MEDIANTE ENERGÍA ELÉCTRICA, SOLAR Y CALDERA.

ANA WALSH LÓPEZ

TUTOR: ANTONIO SORIA VERDUGO

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA TÉRMICA Y DE FLUIDOS.

1. Índice

1. Índice	2
Índice de figuras.....	8
1.1. Índice de tablas	11
2. Introducción	13
2.1. Antecedentes y motivación.....	14
2.2. Objetivo y descripción del proyecto	15
2.3. Marco socio-económico y medioambiental.....	17
2.4. Marco regulador	20
2.5. Fases de desarrollo.....	21
2.6. Medios empleados	21
3. Marco teórico	22
3.1. Diagrama de Mollier	23
3.1.1. Cálculos en un ciclo frigorífico.....	31
3.1.1.1. Balance de energía.	31
3.1.1.2. Balance de energía de cada componente.....	31
3.1.1.3. Coeficiente de eficiencia energética.....	31
3.2. Psicometría	32
3.2.1.1. Procesos psicrométricos.....	38
3.2.1.2. Ciclo de evolución del aire en una deshumectadora.	38
3.3. Modos de transferencia de calor	39
3.3.1. Conducción.....	39
3.3.2. Convección	40
3.3.2.1. Convección forzada.....	41
3.3.2.2. Convección natural	41
3.3.3. Radiación.....	42
3.3.4. Circuito térmico	42
4. Datos de partida	44
4.1. Descripción del edificio	45
4.1.1. Materiales	47
4.1.2. Dimensiones de la piscina	47

4.2. Condiciones de diseño	47
4.2.1. Condiciones interiores	48
4.2.2. Condiciones exteriores	48
4.2.3. Régimen de utilización.....	50
5. Higiene	51
6. Cálculo de caudal total.....	53
7. Cálculo de cargas térmicas	58
7.1. Carga de refrigeración	60
7.1.1. Carga térmica sensible	60
7.1.1.1. Carga por radiación solar a través del cristal.	60
7.1.1.1.1. Radiación solar.....	60
7.1.1.1.2. Almacenamiento de calor.	65
7.1.1.1.3. Factores totales de ganancia solar.....	71
7.1.1.1.4. Cálculo de la carga de radiación.....	72
7.1.1.2. Carga por transmisión de los cerramientos exteriores.....	73
7.1.1.3. Carga por transmisión del muro interior.	76
7.1.1.4. Carga por radiación intercambiada por cerramientos.....	78
7.1.1.5. Carga por ventilación	78
7.1.1.6. Carga por aportación interior	80
7.1.1.6.1. Carga por iluminación.....	80
7.1.1.6.2. Carga por ocupación.	80
7.1.1.6.3. Carga por equipamiento.....	82
7.1.1.6.4. Factor de diversidad	82
7.1.1.6.5. Factor de almacenamiento de la carga debidas al alumbrado.	82
7.1.1.6.6. Carga térmica interior total	83
7.1.2. Carga térmica latente.....	83
7.1.2.1. Carga por ventilación.	83
7.1.2.2. Carga por ocupación.....	84
7.2. Carga de calefacción.....	85
7.2.1. Carga térmica sensible.	85
7.2.1.1. Carga por transmisión de los cerramientos exteriores.....	85

7.2.1.2. Carga por transmisión del muro interior.....	87
7.2.1.3. Carga por radiación de los cerramientos.	87
7.2.1.4. Carga por ventilación	88
7.2.2. Carga térmica latente.....	89
7.2.2.1. Carga por ventilación.....	89
7.3. Carga constante todo el año	90
7.3.1. Pérdidas por evaporación del agua.	90
7.3.2. Pérdidas por convección de la superficie del agua.....	90
7.4. Cargas totales.....	91
8. Disminución de las cargas	92
8.1. Incorporación de persianas.....	93
8.2. Re-cálculo de la ganancia solar con persiana.	93
8.3. Cerramiento de la ventana del oeste y la cubierta.	94
8.4. Re-cálculo de la transmisión de los cerramientos exteriores debido a las persianas y el cerramiento de la ventana y cubierta.....	95
9. Sistemas de climatización	99
9.1. Proceso de diseño y selección del equipo	100
9.2. Tipos de equipos de tratamientos de aire.....	101
9.2.1. Sistemas de expansión directa	101
9.2.2. Sistemas todo-agua.....	102
9.2.3. Sistemas todo-aire	102
9.2.4. Sistemas aire-agua.	103
9.2.5. Bombas de calor.....	103
9.3. Selección de equipo.....	104
9.4. Elementos de los climatizadores.....	106
9.4.1. Filtros.....	107
9.4.2. Sección de mezcla.....	108
9.4.3. Sección de free-cooling.	108
9.4.4. Recuperador de placas.....	109
9.4.5. Recuperador rotativo.	110
9.4.6. Baterías.....	111
9.4.7. Compresores	112

9.4.7.1. Compresor de pistón	113
9.4.7.2. Compresor de tornillo.....	114
9.4.7.3. Compresor de paletas	114
9.4.7.4. Compresor de lóbulos o émbolo rotativo.....	115
9.4.7.5. Compresor Scroll.....	116
9.4.7.6. Compresor centrífugo radial.....	116
9.4.7.7. Compresor centrífugo axial	117
9.4.8. Aerotermo	118
9.4.9. Humectadores.....	118
9.4.10. Ventiladores.....	119
9.4.11. Silenciadores.....	120
9.4.12. Compuertas.	120
10. Selección de componentes.....	121
10.1. Filtros	122
10.2. Sección de free-cooling.....	122
10.3. Recuperador de calor	122
10.3.1. Condiciones de funcionamiento del recuperador	123
10.4. Sistema frigorífico.....	123
10.4.1. Batería de frío.....	124
10.4.2. Refrigerante	126
10.4.3. Compresor	128
10.4.4. Batería de calor.....	129
10.4.5. Características de las baterías.....	130
10.5. Ventiladores.....	131
10.6. Compuertas.....	131
11. Espacio disponible para la máquina.....	132
11.1. Lugar de colocación.....	133
11.2. Modos de impulsión en la piscina	133
11.3. Conductos	134
12. Climatizador a utilizar	136
13. Extras añadidos al climatizador seleccionado.	140
13.1. Batería de apoyo.....	141

13.2. Aerotermo	147
14. Control.....	152
14.1. Variables a controlar.....	153
14.2. Elementos que forman el sistema de control.....	154
14.2.1. PLC	154
14.2.2. Control de temperatura	156
14.2.3. Control de humedad	156
14.2.4. Control de presión.....	156
14.2.5. Control del CO2.....	157
14.3. Cantidad de elementos.....	158
15. Energía solar térmica	159
15.1. Tipos de sistemas solares térmicos.....	160
15.1.1. Termosifón	160
15.1.2. Sistema forzado	161
15.2. Elementos que forman el sistema solar térmico con sistema forzado.	161
15.3. Ventajas e inconvenientes.....	162
15.4. Aplicaciones.....	163
16. Demanda energética.....	164
16.1. Cuantificación de las exigencias.....	165
16.1.1. Contribución solar mínima al ACS.....	165
16.1.1.1. Caudal de ACS	167
16.1.2. Contribución solar mínima al vaso de la piscina.....	168
16.1.2.1. Caudal de agua del vaso de la piscina.....	168
17. Dimensionado de las instalaciones solares	169
17.1. Pasos a seguir para completar el proceso	170
17.2. Placa solar a utilizar	171
17.3. Dimensionado de las instalaciones solares para el ACS.....	172
17.3.1. Carga calorífica.	172
17.3.2. Radiación solar incidente en la superficie inclinada de los captadores.....	173
17.3.3. Cálculo del parámetro D1.....	174

17.3.4. Cálculo del parámetro D2.....	176
17.3.5. Determinación de f.....	178
17.3.6. Valoración solar mensual.....	179
17.3.7. Valoración solar anual.....	179
17.3.8. Iteración.....	180
17.4. Dimensionado de las instalaciones solares para el agua de la piscina.	181
17.5. Instalación final.....	181
18. Presupuesto.....	184
18.1. Cantidad	185
18.2. Resumen del presupuesto	186
19. Conclusiones	187
20. Anexos	193
21.1. Anexo 1. Condiciones exteriores de la estación completa de La Coruña.	194
21.2. Anexo 2. Plano del local de la piscina, vestuarios y sala de calderas.	195
21.3. Anexo 3. Hoja de especificaciones.....	196
Anexo 4. Ficha técnica de LCI para la deshumectadora GW9.....	198
21.4. Anexo 5. Oferta de LCI para la deshumectadora GW9.	199
21.5. Anexo 6. Radiación en kWh que incide sobre un metro cuadrado de superficie horizontal en un día medio de cada mes.....	204
21.6. Anexo 7. Programa utilizado en Excel para el proceso iterativo del número de captadores solares.....	205
Anexo 8. Ficha técnica de los captadores.....	207
21.7. Anexo 9. Temperatura del agua de red para todos los meses	208
21. Bibliografía	209

Índice de figuras

Figura 3.1 Esquema de un circuito frigorífico.....	24
Figura 3.2 Curva de Andrews	25
Figura 3.3 Curva isobárica	25
Figura 3.4 Curva isoentálpica	26
Figura 3.5 Curva isoterma.....	26
Figura 3.6 Curva isocora	27
Figura 3.7 Curva isentrópica.....	27
Figura 3.8 Circuito frigorífico	28
Figura 3.9 Esquema del sistema frigorífico.....	30
Figura 3.10 Humedad relativa constante	33
Figura 3.11 Curva de saturación	34
Figura 3.12 Temperatura de bulbo húmedo.....	35
Figura 3.13 Entalpía de saturación	35
Figura 3.14 Línea volumen específico	36
Figura 3.15 Punto A en el diagrama psicrométrico.	37
Figura 3.16 Características del punto A en el psicrométrico.....	37
Figura 3.17 Ciclo de evolución del aire climatizado	39
Figura 3.18 Disposición de resistencias.....	43
Figura 4.1 Orientación del edificio	45
Figura 4.2 Dimensiones del local	46
Figura 4.3 Distancias desde cada estación al hotel	49
Figura 7.1 Potencia de radiación de todos los muros de la piscina para cada mes..	62
Figura 7.2 Suma de las potencias de radiación de todos los muros de la piscina para cada mes.....	62
Figura 7.3 Potencia de radiación de todos los muros de la piscina para cada mes..	64
Figura 7.4 Suma de las potencias de radiación de todos los muros de la piscina para cada mes.....	65
Figura 7.5 Carga real de refrigeración y ganancia instantánea.	67
Figura 7.6 Carga real de refrigeración y ganancia instantánea durante 12 horas de funcionamiento	68

Figura 7.7 Potencia de radiación con factor de almacenamiento.....	69
Figura 7.8 Suma de las potencias de radiación con factor de almacenamiento de todos los muros de la piscina para cada hora.....	70
Figura 7.9 Circuito térmico equivalente de los cerramientos exteriores en verano.	74
Figura 7.10 Circuito térmico equivalente del muro interior	77
Figura 7.11 Puntos del aire exterior e interior en verano.	79
Figura 7.12 Condiciones termo-higrométricas de la temperatura de mezcla en verano.	79
Figura 7.13 Circuito térmico cerramientos exteriores cerramientos exteriores en invierno	86
Figura 7.14 Punto de aire exterior e interior en invierno	88
Figura 7.15 Condiciones termohigrométricas de la temperatura de mezcla en invierno.	89
Figura 8.1 Circuito equivalente de persianas y cerramientos exteriores	95
Figura 9.1 Sistema todo-agua	102
Figura 9.2 Funcionamiento de la bomba de calor	104
Figura 9.3 Esquema de funcionamiento de free-cooling.....	109
Figura 9.4 Funcionamiento de un compresor de pistón.....	114
Figura 9.5 Sección de compresor de paletas.....	115
Figura 9.6 Sección de compresor de lóbulos	115
Figura 9.7 Proceso de compresión.....	116
Figura 9.8 Sección de compresor centrífugo radial	117
Figura 9.9 Sección de compresor centrífugo axial.....	117
Figura 9.10 Aerotermo	118
Figura 9.11 Ventilador centrífugo	119
Figura 9.12 Ventilador arrastre por correa.....	119
Figura 9.13 Ventilador axial.....	120
Figura 9.14 Silenciador	120
Figura 10.1 Condiciones termo-higrométricas del aire a la entrada de la batería evaporadora.	125
Figura 10.2 Condiciones del aire a la salida de la batería evaporadora.....	126

Figura 13.1 Condiciones termo-higrométricas del aire de mezcla en condiciones de invierno	142
Figura 13.2 Condiciones termo-higrométricas del punto de enfriamiento adiabático.....	145
Figura 13.3 Condiciones termo-higrométricas del aire de impulsión	146
Figura 13.4 Condiciones termo-higrométricas del aire de mezcla.	147
Figura 13.5 Condiciones termo-higrométricas del aire a la salida del evaporador.	148
Figura 13.6 Condiciones termo-higrométricas del aire a la salida del condensador.	149
Figura 13.7 Condiciones termo-higrométricas del aire de impulsión	150
Figura 15.1 Instalación solar térmica.	161
Figura 16.1 Zonas climáticas	166
Figura 17.1 Captador Excellence FKT-2.....	172
Figura 17.2 Curva de rendimiento de un captador genérico.....	176
Figura 19.1 Gráfico de sectores de carga de refrigeración	189
Figura 19.2 Gráfico de sectores de carga de calefacción	189

1.1. Índice de tablas

Tabla 4.1 Propiedades de los materiales de la instalación	47
Tabla 4.2 Dimensiones de la piscina.....	47
Tabla 4.3 Condiciones termo-higrométricas en verano e invierno	49
Tabla 7.1 Ganancia solar para 44ºN lat. según Ashrae.....	61
Tabla 7.2 Máximas aportaciones solares a través de cristal.....	63
Tabla 7.3 Máximas aportaciones solares a través de cristal.....	64
Tabla 7.4 Fuentes de ganancia instantánea de calor	66
Tabla 7.5 Factores de almacenamiento sobre carga térmica	69
Tabla 7.6 Factores de almacenamiento para las 9 hora solar	70
Tabla 7.7 Factores totales de ganancia solar a través del vidrio.....	71
Tabla 7.8 Factores de sombra para superficies arqueadas. Ashrae handbook.....	72
Tabla 7.9 Resistencias térmicas superficiales de cerramientos en contacto con el aire exterior en mK/ W	74
Tabla 7.10 Ganancia sensible y latente (W/persona) según su actividad y la temperatura ambiente.....	81
Tabla 7.11 Factor de almacenamiento de la carga debido al alumbrado.....	82
Tabla 7.12 Cargas de refrigeración y calefacción totales.	91
Tabla 8.1 Cargas de refrigeración y calefacción totales con incorporación de persianas, con muro oeste y cubierta tapada.	98
Tabla 9.1 Tabla clases de filtración.....	108
Tabla 9.2 Mínimo exigido por el RITE según la eficiencia de la recuperación	110
Tabla 10.1 Características de funcionamiento del recuperador para verano e invierno	123
Tabla 12.1 Comparativa entre LCI y Sedical.....	138
Tabla 16.1 Contribución solar mínima para ACS en %.....	166
Tabla 16.2 Radiación solar global.....	166
Tabla 16.3 Demandas de referencia a 60ºC	167
Tabla 16.4 Contribución solar mínima para piscinas cubiertas en %	168
Tabla 17.1 Temperatura de red del agua de La Coruña.....	172
Tabla 17.2 Carga calorífica para cada mes.....	173

Tabla 17.3 Características del ACS.....	173
Tabla 17.4 Energía solar media diaria en kWh/m ²	174
Tabla 17.5 Energía absorbida y parámetro D1.....	175
Tabla 17.6 Temperatura media ambiente en La Coruña.....	177
Tabla 17.7 Energía perdida y parámetro D2.	178
Tabla 17.8 Fracción de carga calorífica aportada cada mes.....	178
Tabla 17.9 Carga útil aportada por la instalación solar térmica.	179
Tabla 17.10 Iteración para hallar el número de colectores necesarios para el ACS.	180
Tabla 17.11 Iteración para hallar el número de colectores necesarios para el calentar el agua del vaso de la piscina.	181
Tabla 18.1 Presupuesto de la instalación completa.	185
Tabla 18.4 Presupuesto final de la instalación de climatización.....	186

2. Introducción

En este apartado vamos a explicar la finalidad del proyecto, el problema a abordar, los objetivos a alcanzar y la estructura que seguirá la memoria.

2.1. Antecedentes y motivación

En el programa de prácticas externas de la universidad, realizadas en la empresa de climatización industrial LCI HVAC, me propusieron diseñar una gama de deshumectadoras para su comercialización. Esto era una oportunidad para poder aplicar todos los conocimientos adquiridos durante el grado, ya que es un proyecto muy completo. Permite tocar muchos ámbitos de la ingeniería, desde todo el proceso de diseño hasta la completa fabricación, por lo que debía de aplicar una ingeniería tradicional y concurrente.

Estas prácticas las realizo con Álvaro Girela Fernández, quien también estudia el grado de Ingeniería en Tecnologías Industriales. Ambos éramos los encargados y responsables del diseño completo del sistema.

La idea de convertir el proyecto en un trabajo fin de grado fue mutua, por lo que debíamos de hallar una manera de poder sacar dos trabajos diferentes a pesar de haber realizado la misma tarea.

Finalmente decidimos crear dos proyectos que se complementasen. Mi compañero se encargaría de hacer un trabajo que englobase todo el proceso de diseño de la máquina y sus componentes, así como todos los pasos que tuvimos que realizar para su fabricación. Mientras que yo me encargaría de elaborar un trabajo donde se reflejase una aplicación práctica de nuestra máquina, con la idea de que en la valoración final y en el estudio del sector, pudiese destacar nuestra máquina de los demás fabricantes. Así podíamos utilizar los datos de partida y las especificaciones de la piscina de este proyecto como plantilla para el cálculo de todas las especificaciones técnicas, además de las cargas térmicas halladas para una aproximación de la potencia frigorífica que necesitaría la máquina.

Al ser un producto nuevo para LCI debíamos de entrar en el mercado de las deshumectadoras por la calidad y eficiencia del producto. Esta nueva gama, la cual hemos llamado GW, debía destacar de otros fabricantes. Para ello analizamos todos los factores a tener en cuenta en el rendimiento de cada componente e investigamos qué podía ser modificado para mejorar su calidad, además de la distribución de estos para que fuese un modelo compacto. Al mismo tiempo, debíamos de tener a la competencia presente, ya que el precio también era clave.

Disponíamos de un presupuesto limitado, por lo que decidimos crear un prototipo para realizar pruebas sobre él. Finalmente, logramos una máquina muy compacta y con unos rendimientos muy elevados. Nuestro compresor tiene el COP más elevado de la competencia más cercana.

Ésta será expuesta en la Feria de la Climatización en IFEMA a finales de febrero.

2.2. Objetivo y descripción del proyecto

El objetivo del presente proyecto es el diseño de una instalación de climatización para una piscina interior instalada en el Hotel De Naturaleza A Vía Láctea en la provincia de A Coruña, además de proporcionar agua caliente sanitaria y calefacción al vaso de la piscina mediante energía solar térmica. Todo deberá de ir ajustado a las condiciones técnicas y legales previamente establecidas.

El edificio fue construido en 1885 y renovado en 2007 para la construcción de la piscina climatizada. El problema es que la temperatura interior se eleva hasta los 34°C y hay mucha condensación en los cerramientos laterales de vidrio. Por lo que es necesario diseñar un nuevo sistema de climatización completo para acondicionarla.

La función principal del acondicionamiento de aire es mantener, dentro de un espacio determinado, condiciones de confort. Para ello, se debe incorporar un equipo acondicionador de capacidad adecuada y mantener el control activo todo el tiempo que requiera la máquina.

Para la climatización y acondicionamiento de la piscina vamos a utilizar un climatizador con un sistema frigorífico incorporado, comúnmente conocido como deshumectadora.

Las deshumectadoras se utilizan en múltiples aplicaciones. Desde hogares para evitar el crecimiento de moho, como en zonas de uso lúdico para controlar los niveles de humedad y temperaturas. En climas cálidos y húmedos es esencial deshumectar un porcentaje de volumen de aire. Aunque sistemas convencionales de aire acondicionado suministran deshumectación debido al enfriamiento sensible, hay zonas donde los niveles de humedad son tan excesivos que esta no es una opción efectiva.

Las piscinas necesitan renovar y deshumectar constantemente el aire del local en el que se encuentran, debido al aporte de calor sensible y latente y a la evaporación, así como el CO₂ expulsado por los bañistas. Para ello las deshumectadoras, disponen de diferentes modos de funcionamiento controlados por el control. Donde dependiendo de la entalpía y humedad exterior, entra en funcionamiento un modo u otro.

Una vez que se conozcan todos los requerimientos del local, se procederá a seleccionar la deshumectadora adecuada, en función de su caudal de impulsión y deshumectación y de modo que pueda hacer frente a las cargas sensibles y latentes, tanto en verano como en invierno. Para ello se realizará un estudio del sector y se elegirá la máquina más competente.

Para analizar cada componente se realizará un estudio exhaustivo en cada campo. En la selección de refrigerante, sus propiedades y composiciones debemos

de acudir a la química. A la termodinámica para las propiedades de los materiales y su energía interna; La transferencia de calor para los intercambiadores de calor entre elementos y fluidos; La mecánica para la selección de los compresores adecuados a nuestra potencia; La fluido-mecánica para la elección de los ventiladores y la pérdida de carga.. Además de automatización para el control automático y programación de los PLC's.

Es muy importante analizar y coordinar todos los componentes del equipo seleccionado, las variables del control y las condiciones del local.

Por último, uno de los aspectos más importantes es el factor económico. Debe de haber equilibrio entre el precio y los gastos de funcionamiento. Es por ello que realizaremos un presupuesto de la instalación completa para prevenir cualquier sobrecoste.

2.3. Marco socio-económico y medioambiental.

El buen uso de los sistemas de climatización es primordial, tanto para la salud como para el medioambiente.

Hoy en día es muy común instalar en la oficina o en domicilios particulares un sistema de aire acondicionado o de climatización centralizada, con el fin de mejorar las condiciones de habitabilidad y confort. Pero esto no es siempre así, ya que los usuarios no son conscientes de los efectos negativos que estos pueden tener en la salud si se usan indebidamente.

El aire acondicionado es un proceso sensible por lo que tiende a secar el aire. Esta sequedad del ambiente puede producir varios factores irritantes en el ser humano. Desde molestias rinofaríngeas, hasta irritaciones dérmicas y sequedad de ojos. Es por ello que las personas muy susceptibles no deben de estar mucho tiempo en dependencias con aire acondicionado.

Además, se produce una gran diferencia de temperatura entre el local climatizado y el exterior, lo que puede aumentar las posibilidades de resfriados y disminuir las barreras defensivas del organismo.

La temperatura se debe de mantener constante y a unos valores estipulados según la actividad física de cada sala. Además de cumplir las normativas de mantenimiento de las máquinas, para así no disminuir su eficiencia.

En cuanto al medio ambiente; a pesar de que se ha avanzado mucho en la tecnología de los climatizadores, éstos siguen consumiendo mucha energía. Cuanta más energía eléctrica consumamos, aparte de aumentar considerablemente las facturas, estamos consumiendo recursos limitados, así como el carbón, el petróleo, el gas natural y muchos otros combustibles fósiles.

Un estudio de ecologistas en acción demostró en el 2011, que el uso de sistemas de climatización podía aumentar la temperatura de una ciudad como Madrid entre 1,5 y 2°C. Esto es debido a que estos sistemas extraen el calor del interior del local y lo liberan al exterior, pero a mayor cantidad, debido al propio consumo energético. Se están llevando a cabo muchos estudios de eficiencia energética en este campo, sobre todo para prevenir el calentamiento global.

Las deshumectadoras y muchos sistemas de climatización utilizan un gas refrigerante como fluido de transferencia de calor. Los gases refrigerantes utilizados hoy en día no afectan a la capa de ozono, pero tienen un elevado potencial de calentamiento atmosférico y además, permanecen mucho tiempo en la atmosfera, contribuyendo al efecto invernadero. Es por ello que se debe de insistir en la importancia de su reciclaje y recuperación, además de seguir las normas de mantenimiento para prevenir cualquier tipo de fugas.

Un uso racional y consciente de los sistemas de climatización producen más confort que riesgos, pero su uso indebido tendrá consecuencias a medio y largo plazo sobre nuestro planeta.

Todo esto es solo una razón más para tener como objetivo una transición a un sistema energético alimentado por energía renovable, y su utilización en el campo de la climatización.

Como queda reflejado en las estadísticas realizadas en 2015 por la Agencia Internacional de Energía, casi la mitad de la electricidad generada en el 2014 ha sido generada por energías renovables. Ésta es una energía limpia e inagotable, a diferencia de los combustibles fósiles, no emiten gases contaminantes ayudando a parar el cambio climático.

Las energías renovables no solo permiten obtener energía eléctrica, sino que tienen un potencial de aprovechamiento en muchos campos. Podemos aprovechar energía calorífica del sol gracias a la energía solar térmica o energía geotérmica, energía mecánica a partir del biodiesel o bioetanol...

Es por ello que el código técnico de la edificación tiene un documento básico de ahorro de energía para lograr un uso racional de la energía utilizada en los edificios, incorporando un porcentaje mínimo de energía renovable.

2.4. Marco regulador

Real Decreto 1027/2007 , de 20 de Julio, por el que se aprueba el Reglamento de instalaciones térmicas de los edificios (RITE) y sus instrucciones técnicas complementarias, *“que tiene por objetivo establecer las exigencias de eficiencia energética y seguridad que deben cumplir las instalaciones térmicas en los edificios destinada a atender la demanda de bienestar e higiene de las personas, durante su diseño y dimensionado, ejecución, mantenimiento y uso, así como determinar los procedimientos que permitan acreditar su cumplimiento.”*

RD 238/2013, de 5 de Abril, por el que se modifican determinados artículos del RD 1027/2007.

Código técnico de la edificación aprobado por el R.D 314/2006 de 17 de marzo. *“Este es el marco normativo que establece las exigencias que deben cumplir los edificios en relación con los requisitos básicos de seguridad y habitabilidad.”*

El código técnico se divide en varios documentos básicos. En este proyecto se atenderá al DB-HE. Este es el Documento básico que tiene por objetivo *“establecer reglas y procedimientos que permiten cumplir las exigencias básicas de ahorro de energía.”*

Real Decreto 742/2013, de 27 de septiembre, por el que se establecen los criterios técnico-sanitarios de las piscinas.

Normas UNE de aplicación en este campo. Se nombrarán cuando procedan.

2.5. Fases de desarrollo

Los pasos seguidos para el desarrollo de este documento han sido;

- Estudio de la normativa vigente.
- Definición de los objetivos a alcanzar.
- Recopilación de datos de interés del edificio, así como, dimensiones, situación, periodos de funcionamiento...
- Cálculo de las cargas existentes.
- Análisis de los distintos sistemas de climatización.
- Estudio de los requisitos y especificaciones del sistema escogido.
- Presupuesto

2.6. Medios empleados

A lo largo de todo el proyecto hemos utilizado una serie de recursos, además de aplicaciones informáticas.

- Manual de aire acondicionado de Carrier.
- Código técnico de la edificación.
- El reglamento de las instalaciones térmicas en los edificios.
- Manual de Ashrae fundamentals.
- Programa psicométrico de Atecyr.
- Programa Solkane. Aplicación informática del diagrama de mollier.
- DTIE. Documentos técnicos de instalaciones en la edificación.
- Autocad
- Microsoft Word
- Microsoft Excel

3. Marco teórico

3.1. Diagrama de Mollier

El elemento principal de las deshumectadoras consiste en un ciclo de refrigeración. Éste es un ciclo inverso de Carnot con dos transformaciones isothermas y dos adiabáticas, extrayendo calor del foco frío aplicando un trabajo y cediendo el calor al foco caliente. La máquina frigorífica es un circuito cerrado con un gas refrigerante como fluido caloportador.

Para comprender un ciclo de refrigeración o circuito frigorífico, partiremos de un sistema ideal. Previamente debemos de conocer los elementos que lo comprende. Estos son 4, sin ellos el proceso sería imposible.

- Compresor (4): El compresor se encarga de aspirar el fluido en fase vapor saliente del evaporador, aumentando su presión y por consiguiente su temperatura. Este proceso es un proceso adiabático reversible, por lo tanto, isoentrópico.

En su descarga, el refrigerante es guiado al condensador.

- Condensador (1): Aquí se cede el calor del refrigerante al entorno a presión y temperatura constante. Se produce el cambio de estado del refrigerante de vapor a líquido. El calor extraído es, la suma del calor absorbido en el evaporador y el producido por el trabajo de compresión.
- Válvula de expansión (2): Es la encargada de disminuir la presión del refrigerante hasta la presión de evaporación, paralelamente, disminuye su temperatura, favoreciendo la evaporación posterior. La manera más simple de disminuir la presión es mediante un tubo capilar entre el condensador y el evaporador. Esto es un proceso adiabático a entalpía constante.

- Evaporador (3): Es un intercambiador de calor que se encarga de absorber calor del entorno y cederlo al refrigerante, por lo que éste se calienta y se produce un cambio de estado, de líquido a vapor.

Los procesos termodinámicos no son procesos reversibles. Esto es una situación ideal. En la naturaleza, todos los procesos termodinámicos son irreversibles debido a fuerzas de rozamiento y pérdida de carga que hacen que la entropía aumente.

Es por ello que el trabajo realizado por el compresor no es igual al calor aportado. Por lo que su rendimiento isoentrópico siempre será menor que la unidad.

Nuestro refrigerante cambia de estado a lo largo de todo el ciclo, como hemos visto anteriormente. Esto lo podemos representar sobre el diagrama p-h y así hallar todos los cálculos de nuestro sistema y obtener conclusiones. Es un sistema con muchas ventajas, ya que es fácil y fiable.

El diagrama p-h representa la presión frente a la entalpía a escala logarítmica. En el eje vertical se encuentra la presión absoluta en bares y en el horizontal la entalpía en kJ por kg de refrigerante.



Figura 3.1 Esquema de un circuito frigorífico

Se pueden distinguir tres zonas correspondientes a tres estados físicos del refrigerante. Estas zonas quedan delimitadas por la curva de Andrews:

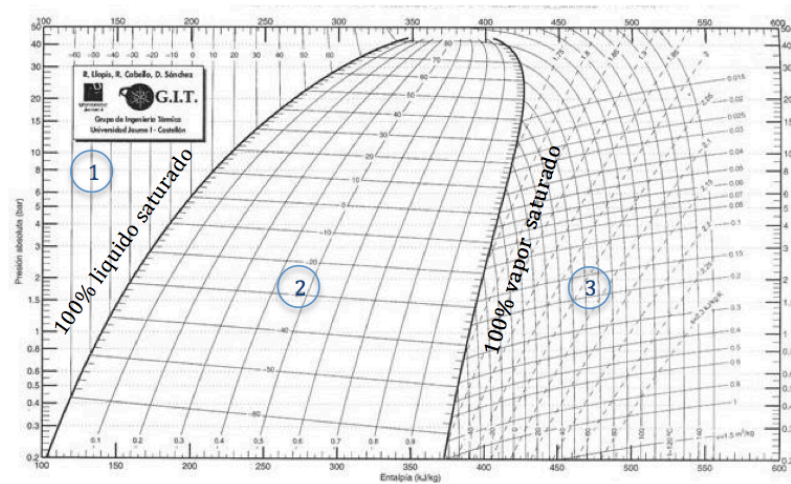


Figura 3.2 Curva de Andrews

Zona 1: Zona de vapor

Zona 2: Zona líquido y vapor

Zona 3: Zona líquido

Distintas curvas:

Isobaras: Son rectas paralelas al eje de abscisas donde la presión en esa recta es constante.

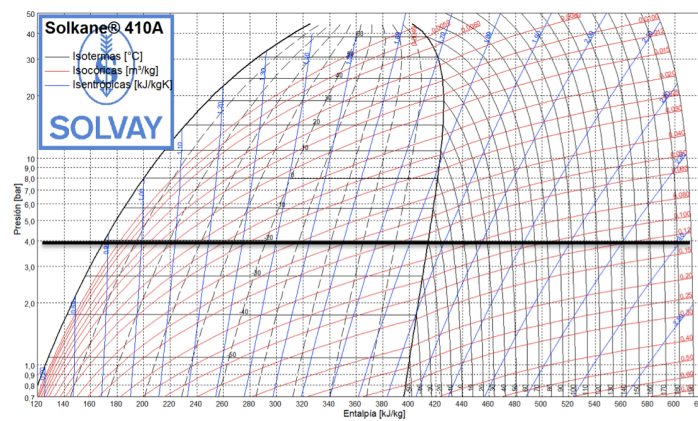


Figura 3.3 Curva isobárica

Isoentálpicas: Rectas perpendiculares al eje de abscisas donde la entalpia es constante a lo largo de esa recta.

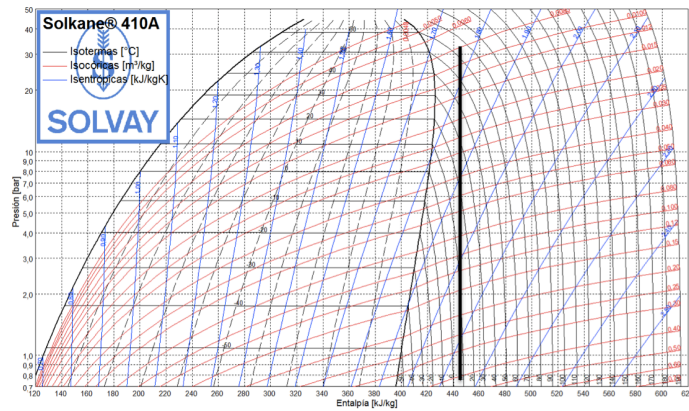


Figura 3.4 Curva isoentálpica

Isotermas: Son paralelas al eje de ordenadas en la zona de líquido y paralelas al eje de abscisas dentro de la campana de mezcla. A lo largo de esta línea la temperatura es constante.

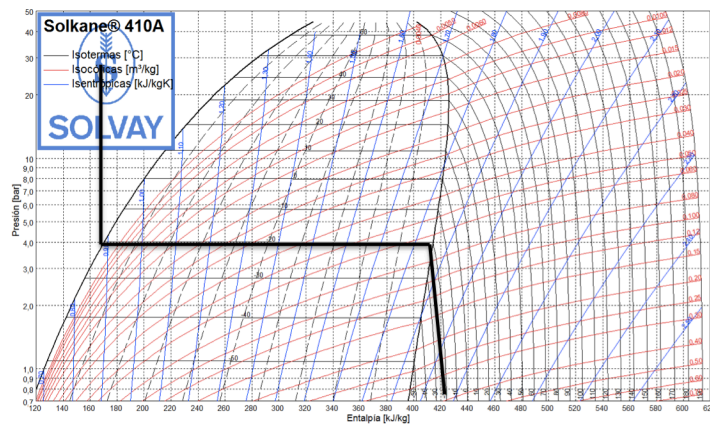


Figura 3.5 Curva isoterma

Isocora: Comienzan en la zona izquierda de la campana de mezclas y se extienden hasta el final del diagrama. Son puntos con igual volumen específico.

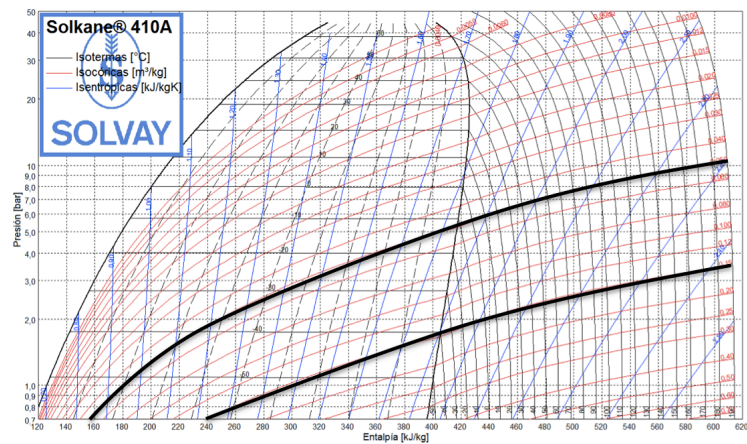


Figura 3.6 Curva isocora

Isoentrópicas: Coinciden los puntos con la misma entropía. Son rectas con una gran pendiente y paralelas entre sí.

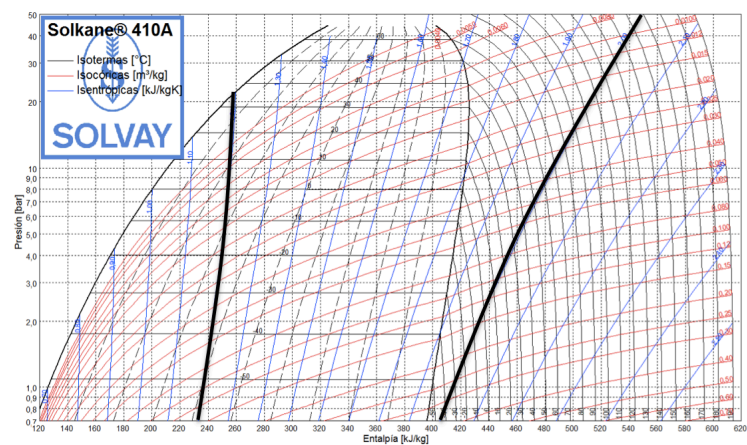


Figura 3.7 Curva isentrópica

Dentro de la campana de mezcla se pueden observar curvas del título de vapor, que nos indican el porcentaje en masa de vapor contenido en nuestra mezcla.

Cada refrigerante tiene su propio diagrama de Mollier.

A continuación, vemos el ejemplo de un ciclo frigorífico, trabajando a determinadas condiciones.

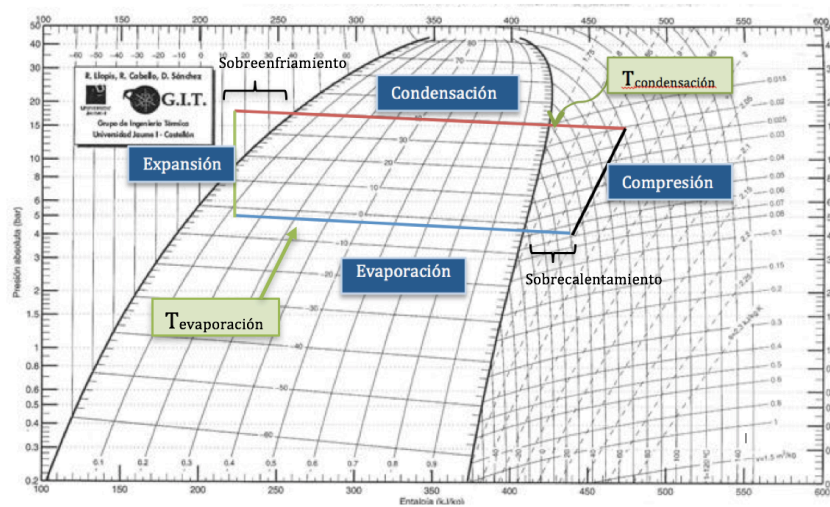


Figura 3.8 Circuito frigorífico

Conociendo dos puntos a los que queremos trabajar nos podemos situar sobre el diagrama. Nuestro refrigerante en el evaporador trabajará a temperatura constante hasta llegar a la curva de vapor saturado. Cuanto mayor sea la temperatura de evaporación, mayor será nuestro evaporador, ya que habrá menos salto térmico por lo que el refrigerante necesitará más recorrido para evaporarse. Es por ello que no se debe comenzar la aspiración del compresor justo al llegar al punto de saturación, ya que puede producirse el retorno del refrigerante líquido en el compresor, provocando grandes fallos al intentar comprimirlo, ya que los líquidos son incompresibles.

Las causas de esto son varias, exceso de carga de gas refrigerante, flujo de aire inadecuado por el evaporador, o el más importante, medición incorrecta del sobrecalentamiento. Este es la diferencia entre la temperatura de ebullición a una presión determinada y la temperatura del refrigerante en fase vapor al entrar al compresor. Esto se consigue, o bien sobredimensionando la batería para que el refrigerante recorra más tubería y se siga calentando una vez evaporado, o manteniendo las dimensiones de la batería y produciéndose este recalentamiento en la tubería de aspiración, absorbiendo calor del entorno en que esté instalada

dicha tubería. Si aumentamos las dimensiones de la batería, se le aporta calor sensible al refrigerante por lo que aporta frío útil absorbiendo calor del medio a enfriar, aumentando la capacidad frigorífica. Esto es clave para evitar que entre refrigerante líquido al compresor. El recalentamiento debe estar entre 5 y 15°C.

Hay que tener en cuenta, que no debemos de aumentar demasiado el sobrecalentamiento, debido a que cuanto mayor sea el rango de trabajo del evaporador, mayor trabajo tiene que realizar el compresor, ya que la entropía aumenta. Es decir, el sistema se vuelve más irreversible, por lo que la energía cedida no es la misma que el trabajo realizado, por consiguiente, disminuye la eficiencia.

Cuando el refrigerante sale del compresor a la presión de condensación, su temperatura es mayor que la de condensación, por lo que debe de enfriarse a presión constante, hasta llegar a la temperatura que le corresponda al cambio de estado a dicha presión.

En el condensador trabajamos a temperatura constante hasta que llegamos a la curva de líquido saturado, cuanto menor sea la temperatura de condensación, mayores serán las dimensiones del condensador, ya que hay menos salto térmico. Como ocurre en el evaporador, no podemos asegurarnos de que se produzca el cambio de estado de todo el refrigerante, y no conviene que llegue refrigerante en fase vapor a la válvula de estrangulamiento ya que disminuye la capacidad de absorción de calor. Es por ello que debemos de incluir un subenfriamiento. Ésta es la diferencia entre la temperatura de condensación y la temperatura a la entrada de la válvula de expansión. Además, disminuye la entalpía de entrada en la válvula aumentando la potencia frigorífica y la capacidad de absorción de calor en el evaporador. El problema del subenfriamiento es que depende de la dimensión del condensador, cuanto más subenfriamiento pongamos, mayor recorrido de tubo necesitamos por lo que hay que tener cuidado y elegir un término medio.

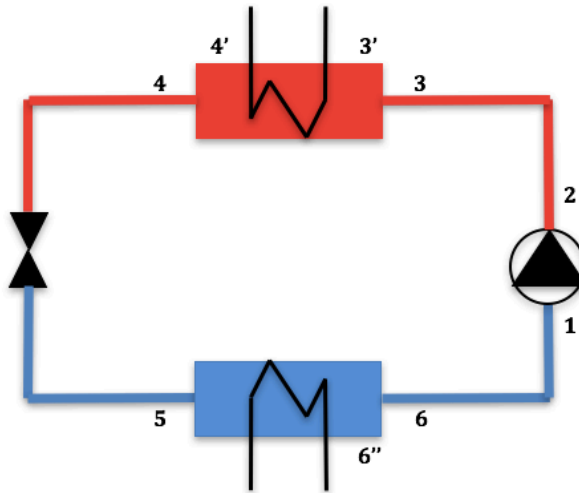


Figura 3.9 Esquema del sistema frigorífico

1-2 Compresión

3-3' Enfriamiento hasta el punto de condensación

3-4' Condensación

4'-4 Subenfriamiento

4-5 Expansión

5-6'' Evaporación

6''-6 Sobrecalentamiento

Ha de diferenciarse como hemos nombrado anteriormente, el calor sensible del calor latente:

El calor sensible es aquel que hace que la temperatura de un cuerpo aumente, sin afectar a su estado. Para aumentar la temperatura se debe de aplicar una energía, esta es directamente proporcional a la masa del cuerpo y a la diferencia de temperatura. Esta proporcionalidad está sujeta a una constante, denominada calor específico.

El calor latente es la energía requerida por un elemento para cambiar de fase. Hay distintos tipos de calor latente, dependiendo del cambio de fase que se produzca. El calor latente de fusión es aquella energía para pasar de sólido a

líquido y el calor latente de vaporización para pasar de líquido a gaseoso. Esta energía solo se invierte en el cambio de fase, no hay cambio de temperatura.

3.1.1. Cálculos en un ciclo frigorífico.

Vamos a analizar algunos cálculos de un ciclo frigorífico.

3.1.1.1. Balance de energía.

$$\frac{dm_{vc}}{dt} = \sum_e \dot{m}_e - \sum_s \dot{m}_s = 0$$

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \sum_e \dot{m}_e \left(h_e + \frac{1}{2} c_e^2 + g z_e \right) - \sum_s \dot{m}_s \left(h_s + \frac{1}{2} c_s^2 + g z_s \right) = 0$$

$$\frac{dS_{vc}}{dt} = \frac{\dot{Q}_{vc}}{T} + \sum_e \dot{m}_e s_e - \sum_s \dot{m}_s s_s + \dot{\sigma}_{vc} = 0$$

3.1.1.2. Balance de energía de cada componente.

$$0 = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \dot{m}(h_e - h_s)$$

$$\text{Compresor: } 0 = \dot{W}_{vc} + \dot{m}(h_s - h_e)$$

$$\text{Condensador: } 0 = -\dot{Q}_c + \dot{m}(h_s - h_e)$$

$$\text{Válvula: } 0 = \dot{m}(h_s - h_e)$$

$$\text{Evaporador: } 0 = \dot{Q}_E + \dot{m}(h_s - h_e)$$

3.1.1.3. Coeficiente de eficiencia energética.

$$COP = \frac{Q_E}{W_c}$$

3.2. Psicometría

La psicrometría es una rama de la ciencia que se dedica al estudio termodinámico del aire húmedo, es decir la mezcla de aire seco y vapor de agua.

Los parámetros del aire húmedo se pueden calcular de manera analítica o gráfica. Normalmente se utiliza el segundo método, ya que no presenta demasiado error y es un sistema simple y rápido. Además de permitir ver gráficamente cualquier variación.

El sistema gráfico más utilizado es el diagrama psicométrico. Contiene líneas de curvas trazadas a partir de las ecuaciones de estado. Éstas relacionan la proporción de aire seco y vapor de agua en nuestro aire húmedo. Debido a que el diagrama psicométrico es un gráfico en dos dimensiones, y que para poder determinar cualquier parámetro del aire húmedo debemos de conocer al menos tres, hay que fijar una variable: la presión atmosférica. Ésta varía según la altitud con respecto del nivel al mar del aire que queremos estudiar. Para ello deberemos de tener un diagrama distinto para cada caso o bien, corregir los resultados con la diferencia de presiones.

Se pueden encontrar varias aplicaciones informáticas del diagrama psicométrico, por lo que el error en la medición es ínfimo.

El diagrama más utilizado es el de Carrier. En éste se marca un punto conociendo 2 variables, a continuación, se leen las demás líneas que convergen a dicho punto para conocer los demás parámetros para esas características.

En ordenadas se representa la humedad específica o absoluta, W_{esp} (en g de vapor de agua por Kg de aire seco) es decir, la cantidad de vapor de agua en el aire seco. En abscisas la temperatura de bulbo seco TBS ($^{\circ}\text{C}$), esta es la que registra un termómetro ordinario.

Las curvas de nuestro diagrama son las siguientes:

- Líneas de humedad relativa constante

Se halla para cada valor de temperatura de bulbo seco la presión de vapor del agua en el aire, y a partir de la fórmula siguiente, hallamos el porcentaje de humedad.

$$HR = \frac{p_v \cdot 100}{p_l}$$

p_v = presión de vapor del agua en el aire.

p = presión de vapor del agua en estado líquido.

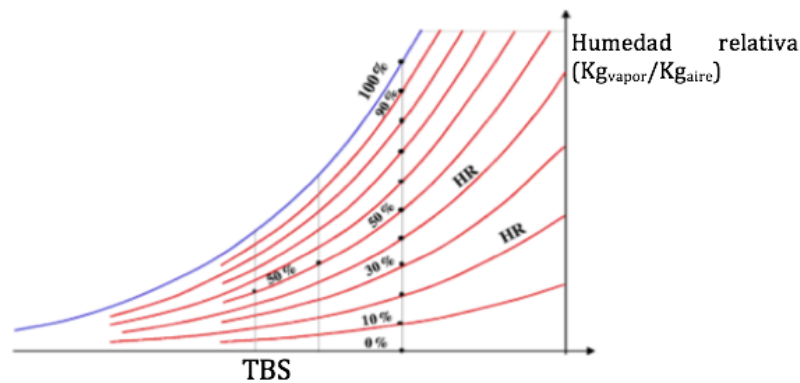


Figura 3.10 Humedad relativa constante

Trazamos una recta a una temperatura de bulbo seco determinada y dividimos en segmentos constantes. Al repetir esto para varias temperaturas de bulbo húmedo, obtendremos las curvas de humedad relativa.

- Curva de saturación

Es la curva que recoge todos los puntos de saturación del aire húmedo. Es decir, la cantidad máxima de vapor de agua que cabe en un volumen de aire, a unas condiciones específicas. Esto ocurre cuando;

$$p_v = p_l$$

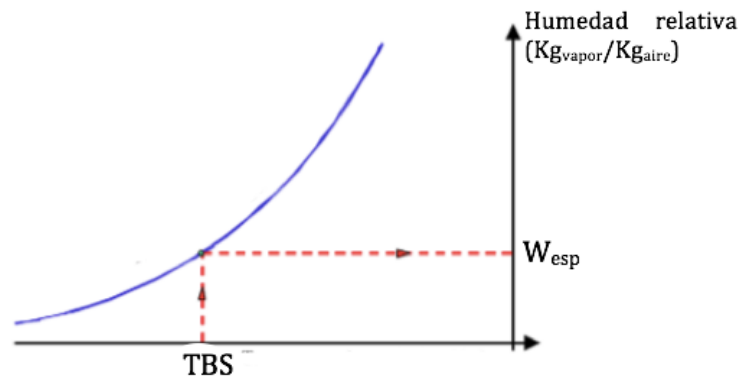


Figura 3.11 Curva de saturación

- Líneas de temperatura de bulbo húmedo constante

Son ligeramente curvas, aunque se consideran como líneas rectas. Se obtienen aplicando la siguiente ecuación:

$$C_{pa} \cdot TBH = W_{esp} \cdot (H_v - H_{sl}) - W_{esp \text{ sat}} \cdot (H_{sv} - H_{sl}) + C_{pa} \cdot TS$$

H_v = Entalpia del vapor

H_{sl} = Entalpia del líquido saturado

H_{sv} = Entalpia del vapor saturado

$W_{esp \text{ sat}}$ = Humedad especifica saturada

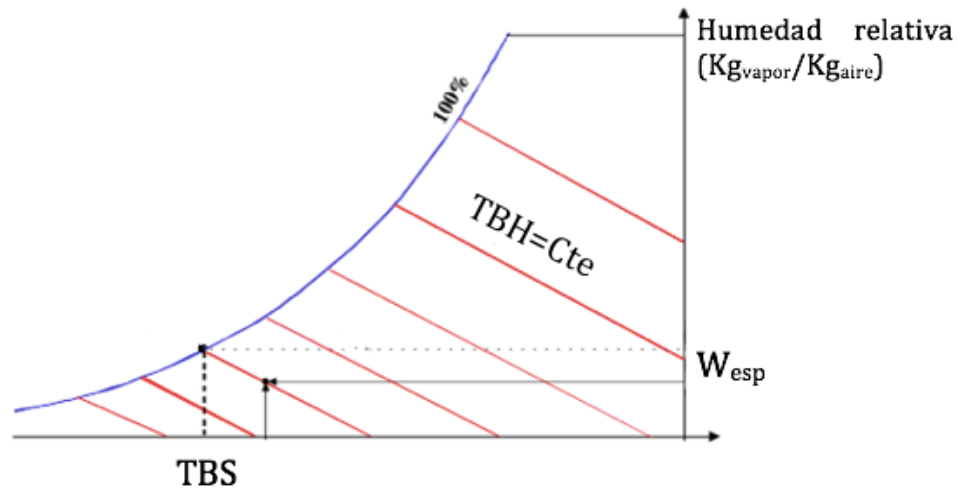


Figura 3.12 Temperatura de bulbo húmedo

- Entalpía

La entalpía nos muestra el calor total existente en el aire. Esta depende tanto de la temperatura como de la humedad específica. Son las mismas curvas que las líneas de temperatura de bulbo húmedo.

La entalpía de saturación, H_s , la hallamos con la ecuación :

$$H_s = 0.24 \cdot TBS + H_v \cdot W_{esp}$$

Estas se pueden dibujar perpendicular a la TBH.

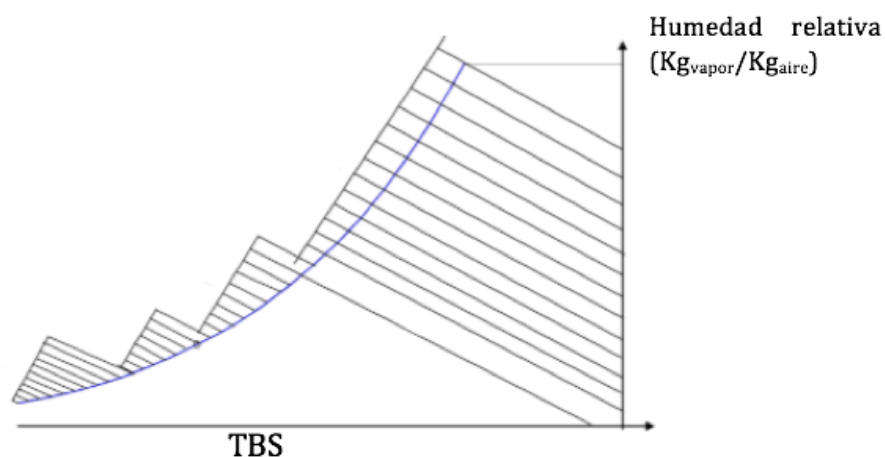


Figura 3.13 Entalpía de saturación

- Líneas de volumen específico constante

A lo largo de estas líneas el volumen de la mezcla aire-vapor, V_e (m^3/Kg aire) es constante.

Si fijamos un volumen específico y una presión parcial equivalente a la atmosférica tendremos la siguiente ecuación:

$$p_a \cdot V_e = R_a \cdot TBS$$

A continuación, debemos de elegir una T_r arbitraria, y con las tablas de vapor saturado hallamos su p_v . Esto, junto con la ley de Dalton, podemos obtener la presión parcial del aire.

$$\left. \begin{array}{l} p = p_a + p_v \\ p_a \cdot V_e = R_a \cdot TBS \end{array} \right\} V_e = \frac{R_a \cdot TBS}{p - p_v}$$

Con esto podemos hallar el volumen específico para cada temperatura supuesta. Esto, junto con la T_r supuesta anteriormente nos indicará las coordenadas de nuestro volumen. Variando la TBS y la T_r nos dará una recta de volumen específico constante, como podemos ver a continuación.

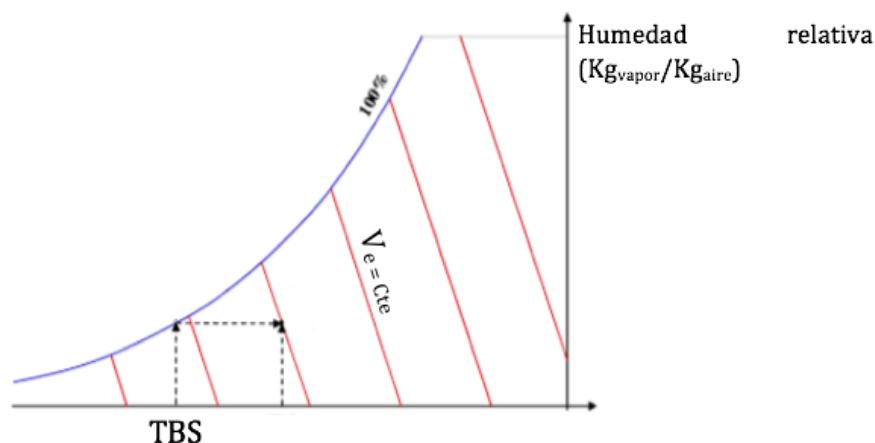


Figura 3.14 Línea volumen específico

A continuación, vemos el diagrama completo de Carrier, seleccionando un punto arbitrario A y obteniendo todas las características.

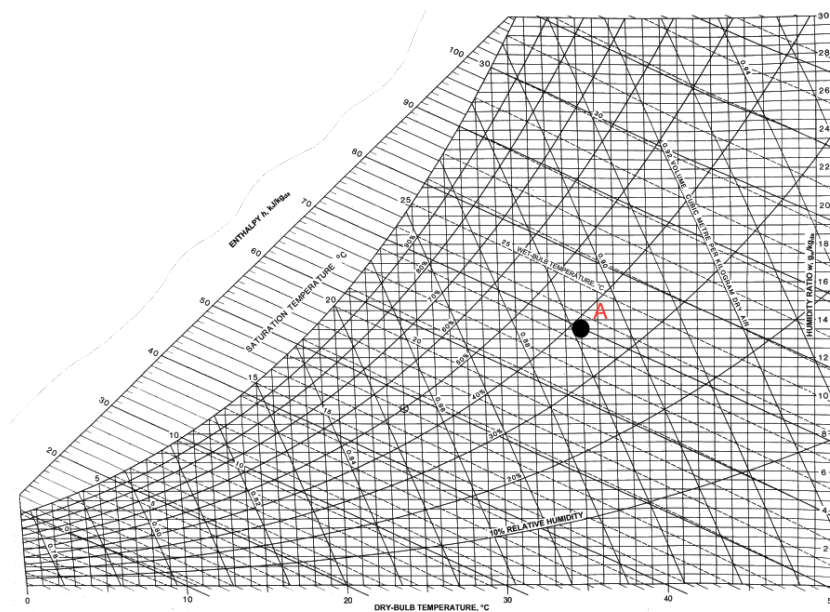


Figura 3.15 Punto A en el diagrama psicrométrico.

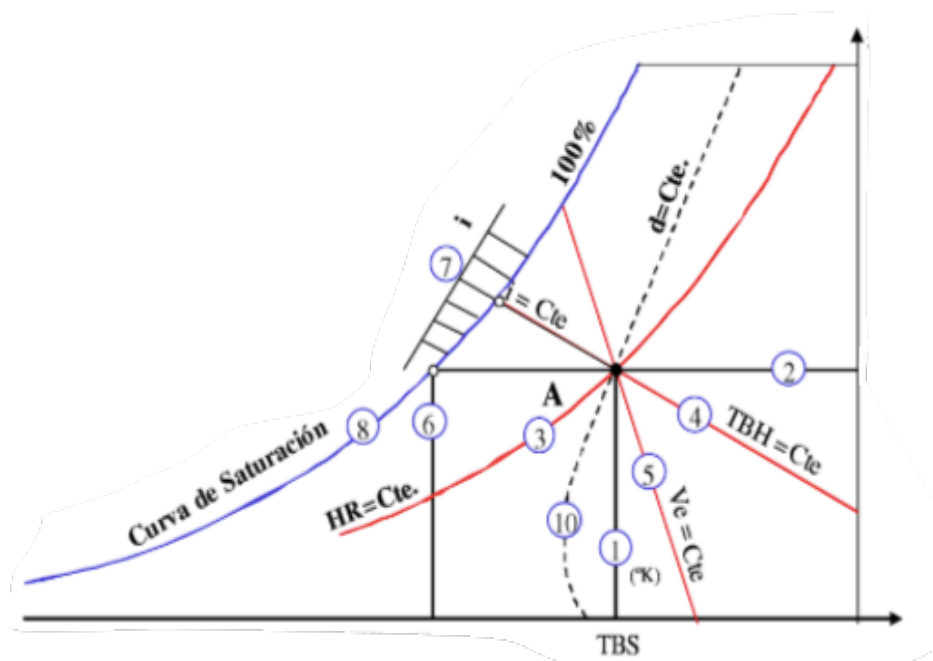


Figura 3.16 Características del punto A en el psicrométrico.

3.2.1.1. Procesos psicrométricos

- Calentamiento/enfriamiento sensible: Se modifica la temperatura seca a presión constante.
- Humectación adiabática: Se aumenta la humedad y se disminuye la temperatura sin aportación de energía, es decir, a entalpía constante.
- Deshumectación adiabática: Se disminuye la humedad y se aumenta la temperatura sin aportación de energía, a entalpía constante.
- Deshumectación/humidificación con calentamiento/enfriamiento: el aire se enfría a humedad específica constante, una vez alcanzado el punto de rocío, se sigue enfriando hasta producir condensación. Por último, se comienza a calentar hasta la temperatura deseada.

3.2.1.2. Ciclo de evolución del aire en una deshumectadora.

El ciclo de evolución del aire climatizado puede ser representado en el diagrama psicrométrico como se indica en la figura 3.17

El punto 1 son las condiciones del aire interior y el punto 2, del aire exterior. Según nuestras necesidades la proporción de cada uno será distinta.

El punto 3 son las condiciones del aire de mezcla. Si queremos deshumectar, deberemos disminuir sensiblemente la temperatura del aire hasta el punto de rocío, línea 3-4-5, haciendo al aire pasar por el evaporador. Según la potencia frigorífica de la batería evaporadora, llegaremos a condensar hasta una humedad específica determinada. En este punto el aire abandona el evaporador y entra en el condensador, aumentando su temperatura sensiblemente, línea 5-6. Si no tenemos en cuenta la batería de pos-calentamiento ni las pérdidas del local, en el punto 6 el

aire sale del sistema frigorífico al local, enfriándose y humectándose adiabáticamente. Por lo que del punto 6 vuelve al punto 1 a entalpía constante.

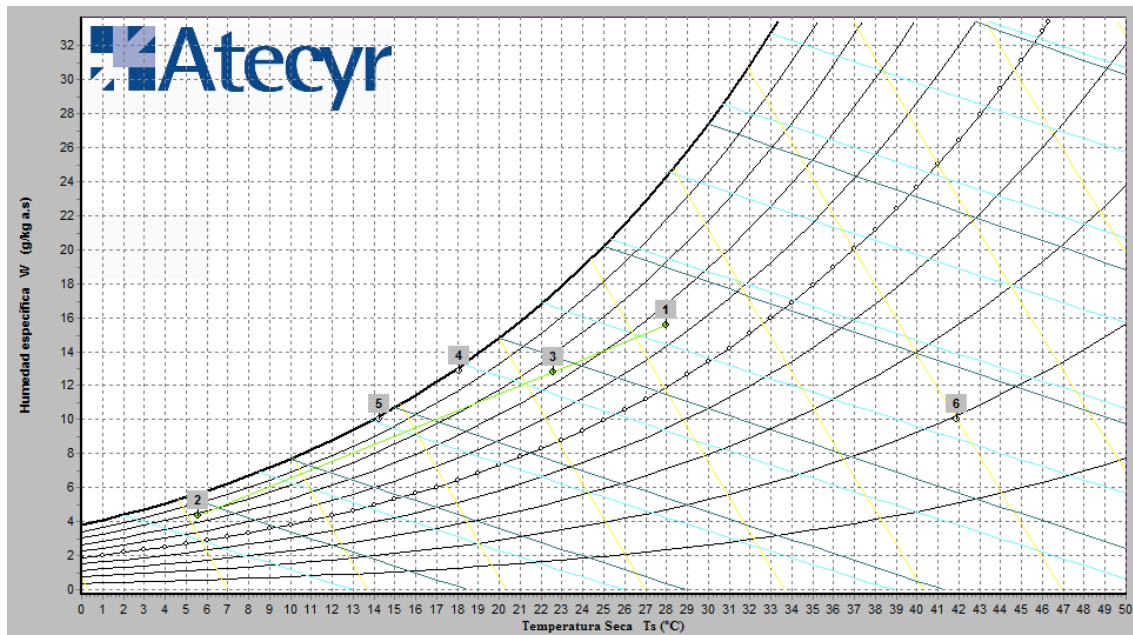


Figura 3.17 Ciclo de evolución del aire climatizado

3.3. Modos de transferencia de calor

3.3.1. Conducción

La conducción es el modo de transferencia de calor donde se produce un flujo de calor desde las zonas con más temperatura a las zonas con menos. Está basado en el contacto directo entre cuerpos, sin intercambio de materia. Esto se produce por actividad molecular, donde por el choque de unas moléculas con otras, la energía pasa de unas partículas a otras. Esta energía interna es una combinación entre energía cinética y energía potencial de las partículas microscópicas.

La propiedad física que habilita a los materiales a conducir calor es la conductividad térmica, k (W/m K). Ésta depende de la estructura de la materia. En los fluidos se debe a colisiones aleatorias de las moléculas, en los sólidos a intercambio de electrones libres o según sea su vibración. Es por ello que los metales son los mejores conductores.

La conducción térmica, está determinada por la ley de Fourier que establece que el flujo de transferencia de calor en un medio isótropo es proporcional y de sentido contrario al gradiente de temperatura en esa dirección.

$$q'' = -k \nabla T = -k \frac{dT}{dx}$$

Vemos que el calor unidimensional es proporcional al área perpendicular al flujo de calor, a la conductividad del material, k , y a la diferencia de temperatura. Y es inversamente proporcional al espesor del material.

$$\int q'' = -k \int_{T_1}^{T_2} \nabla T = -k \int_{T_1}^{T_2} \frac{dT}{dx} + \frac{dT}{dy} + \frac{dT}{dz}$$

Como es un flujo dimensionar

$$\int q'' = -k \int_{T_1}^{T_2} \frac{dT}{dx} = -k \frac{(T_2 - T_1)}{L} = k \frac{(T_1 - T_2)}{L}$$

Finalmente,

$$q = A \cdot k \frac{(T_1 - T_2)}{L}$$

3.3.2. Convección

Es la transferencia de calor mediante el movimiento de una masa fluida. Cuando hay zonas con diferencias de temperatura, el fluido se mueve transportando consigo la energía.

Si existe un sólido y un fluido, siendo la temperatura del primero mayor, se produce una transferencia por conducción. Primeramente, las moléculas de la

superficie sólida transmiten energía cinética a las moléculas del fluido cercanas a la superficie. Una vez que se ha calentado esa fracción de fluido, comienza la convección hacia zonas alejadas a menor temperatura.

La transferencia de calor por convección se puede expresar mediante la ley de enfriamiento de Newton:

$$q = h \cdot A \cdot (T_s - T_{\infty})$$

Donde h es el coeficiente de convección, ($\text{W}/\text{m}^2 \text{ K}$), A es el área en contacto con el fluido, T_s es la temperatura del sólido y T_{inf} es la temperatura en zonas alejadas.

El coeficiente de convección depende de muchas variables. La manera clásica de estimarlo es mediante correlaciones de números adimensionales f (Nu , Re , Pr , Gr).

Para ello hay que diferenciar entre dos tipos de convección.

3.3.2.1. Convección forzada

La convección forzada obliga al fluido moverse mediante elementos externos, ya sea un ventilador o una bomba.

3.3.2.2. Convección natural

Cuando hay una masa de fluido a mayor temperatura su densidad es menor, por lo tanto, se eleva, quedando sustituida por aquella con mayor densidad. Son las fuerzas de flotación las que generan el movimiento mediante una fuerza gravitacional. Se produce un intercambio de materia y mezcla de elementos macroscópicos.

3.3.3. Radiación

Se entiende como radiación a la emisión, propagación y transferencia de energía en cualquier medio en forma de onda electromagnética o partículas.

La principal diferencia entre la radiación, conducción y convección es que los elementos que emiten calor no tienen que estar en contacto, pueden estar separados por vacío. No exige presencia de materia.

Todos los cuerpos emiten radiación electromagnética, es una propiedad inherente de los cuerpos a cualquier temperatura. La intensidad depende tanto de la temperatura como de la longitud de onda. El rango de longitudes de onda en cuanto a transferencia de calor, está comprendido entre $0,1\mu\text{m}$ a $1000\mu\text{m}$.

La ley de Stefan-Boltzman nos da el total de energía emitida por unidad de tiempo y superficie emisora, dependiendo de la cuarta potencia de la temperatura absoluta.

$$E = \sigma \cdot \varepsilon \cdot (T_{ext}^4 - T_{pared\ ext}^4)$$

3.3.4. Circuito térmico

Para simplificar los cálculos se puede representar el sistema como un circuito eléctrico. Representado las resistencias térmicas como resistencias eléctricas y el flujo de calor análogo a una diferencia de potencial.

Esto verifica una ley, muy parecida a la ley de Ohm.

$$q = \frac{\Delta T}{R_T}$$

La resistencia térmica representa la capacidad del material de oponerse al flujo de calor. Dependiendo del fenómeno que se produzca hay varios tipos de resistencias;

- Resistencia térmica de conducción: $R_{cond} = \frac{L}{K A}$
- Resistencia térmica de convección: $R_{cond} = \frac{1}{h A}$
- Resistencia térmica de contacto: esta resistencia representa que las superficies no están perfectamente pulidas, sino que existe una pequeña capa de aire que provoca una pequeña caída de la temperatura.

Hay que tener en cuenta que esta representación es limitada. Solo se puede aplicar a sistemas estacionarios, donde la temperatura no varía con el tiempo.

Los circuitos térmicos nos ayudan a calcular rápidamente el flujo de calor a través de materiales, ya estén en serie o en paralelo.

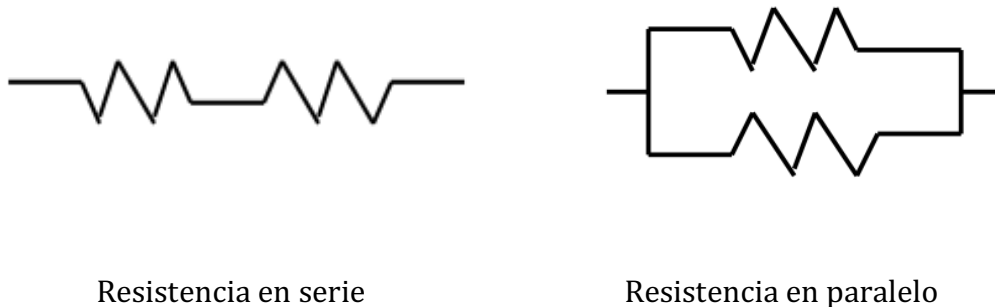


Figura 3.18 Disposición de resistencias

Cálculo de resistencias en serie: $R_T = \sum R_1 + R_2 + R_3 \dots$

Cálculo de resistencias en paralelo: $R_T = \frac{1}{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_1} \dots}$

4. Datos de partida

4.1. Descripción del edificio

Para una estimación realista de las cargas se debe de hacer un estudio riguroso de éstas sin subestimar su importancia. Las características del local son claves para conocerlas, además de sus cerramientos, por lo que hay que estudiar los planos del local a climatizar y de las habitaciones contiguas. Deberemos de obtener un croquis de todo el recinto e imágenes de algunos aspectos de importancia. El plano de la instalación se puede ver en el anexo 2.

Características a tener en cuenta:

Orientación del edificio: Importante para conocer la aportación solar a través del muro y del vidrio de la cubierta. Además de efectos sombra y almacenamiento de calor en las estructuras.

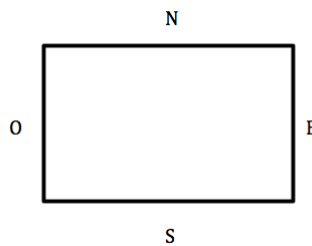


Figura 4.1 Orientación del edificio

Localización del local: Dependiendo de dónde esté situado el local a climatizar, las condiciones de diseño serán distintas. La latitud varía, en zonas costeras la humedad relativa se dispara, vientos presentes que puedan alterar la cantidad de agua evaporada, zonas con climas distintos mediterráneo, continental, de montaña...

El hotel se encuentra en Ulfe de Chao, 1, 15569 A Coruña (Cedeira). Está ubicada en el Concello de Cerdido y rodeada de un gran bosque de Eucaliptos.

Su situación es:

- Latitud: 43. 605769
- Longitud: - 7. 9635

Destino del local: Para las especificaciones del RITE la finalidad de la piscina es muy importante, si está destinada a piscina terapéutica, piscina de competición, piscina pública, piscina de ocio...

Es un hotel rural con piscina climatizada para los huéspedes.

Dimensiones:

Altura sin cubierta: 2,5 metros

Cubierta: 1 metro de alto

Vestuario masculino: 18m²

Vestuario femenino: 18m²

Sala de caldera: 9m²

3 duchas

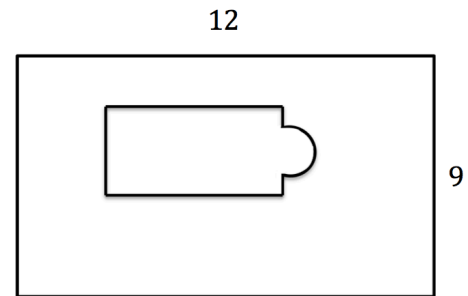


Figura 4.2 Dimensiones del local

Horario de funcionamiento: Importante para el almacenamiento térmico y conocer las horas puntas de máxima incidencia solar. Además, nos permite saber cuánto puede oscilar la temperatura a lo largo del día.

El horario de la piscina es de 9:00 am a 9:00 pm.

4.1.1. Materiales

Material	Especificaciones
Cristal de los cerramientos	Doble acristalamiento de cristal monolítico de 4 mm con cámara de aire seco de 10 mm. $U=3 \text{ W/m}^2\text{k}$
Ladrillo	$K=1,9 \text{ W/mK}$
Azulejo	$K=1,3 \text{ W/mK}$
Puerta de madera	$K=0,13 \text{ W/mK}$
Espuma aislante	$K=0,033 \text{ W/mK}$
Yeso	$K=0,81 \text{ W/mK}$

Tabla 4.1 Propiedades de los materiales de la instalación

4.1.2. Dimensiones de la piscina

Vaso de la piscina	27,3 m ²
Playa de la piscina	11,9 m ²

Tabla 4.2 Dimensiones de la piscina

4.2. Condiciones de diseño

Para cumplir con las exigencias de calidad del aire interior, bienestar e higiene, debemos de seguir las siguientes instrucciones técnicas del RITE:

- IT 1.1.4. *“Las condiciones interiores de diseño de la temperatura operativa y la humedad relativa se fijarán en base a la actividad metabólica de las personas, su grado de vestimenta y el porcentaje estimado de insatisfechos (PPD)”*

- IT 1.1.4.1.3. *“La temperatura seca del aire de los locales que alberguen piscinas climatizadas se mantendrá entre 1°C y 2°C por encima de la del gua del vaso, con un máximo de 30°C. La humedad relativa del local se mantendrá siempre*

por debajo del 65%, para proteger los cerramientos de la formación de condensaciones.”

4.2.1. Condiciones interiores

- Temperatura de la lámina de agua; TS= 26°C
- Temperatura del aire del local de la piscina; TS=28°C
- Humedad relativa del aire del local; HR=65%
- Valores máximos tolerables; TS=30°C y HR=65%
- Número de ocupantes máximos en el vaso; n=0,22
- Número de ocupantes máximos total; N=9

4.2.2. Condiciones exteriores

La guía técnica de condiciones climáticas de exteriores de proyecto facilita información actualizada de manera que pueda haber una base común para todos los proyectistas de instalaciones.

Los datos climáticos incluidos en la guía provienen de las 104 estaciones de la Agencia Estatal de Meteorología que tienen registros horarios para un periodo mínimo de 10 años.

Según la guía técnica, A Coruña tiene cuatro estaciones distintas, podemos ver esta guía técnica para A Coruña en el anexo 1.

- A Coruña: estación completa
- A Coruña: Aeropuerto
- A Coruña: Santiago de Compostela
- A Coruña: Cabo Vilán

Hay que escoger la estación que se corresponda con la ubicación del local, para ello hay que ver la distancia de cada estación al hotel.



Figura 4.3 Distancias desde cada estación al hotel

1. Distancia: 43,48 km
2. Distancia: 47,89 km
3. Distancia: 87,77 km

La estación más cercana es la Estación completa de A coruña que está a unos 43,48 km de distancia.

Para hallar las condiciones termo-higrométricas se ha utilizado un percentil del 99,6% .

	Temperatura seca	Humedad relativa
Invierno	5,6°C	77%
Verano	26°C	61,1%

Tabla 4.3 Condiciones termo-higrométricas en verano e invierno

4.2.3. Régimen de utilización

El hotel está abierto todo el año, por lo que su régimen de utilización es continuo. En invierno tendremos calefacción y en verano refrigeración. Tanto la calefacción del vaso de la piscina como el ACS (agua caliente sanitaria) debe ser constante, para ello utilizaremos energía solar térmica. El horario de funcionamiento es de 9 am a 9 pm. Como establece el RITE, cuando no esté en uso, la lámina de agua estará cubierta por una barrera térmica para que se minimice la evaporación.

5. Higiene

La higiene es muy importante en climatización. No solo por la calidad del aire, sino porque la falta de mantenimiento altera el rendimiento térmico del equipo.

Todos los conductos deberán de estar limpios sin presentar humedad, ya que esto puede provocar malos olores y contaminación biológica, como la aparición de bacterias, hongos y levaduras.

Los filtros tienen un papel clave en esto, es por ello que debe de haber un sistema automatizado que nos muestre cuando éstos están sucios.

Los sistemas de climatización trabajan con caudales de aire frío y caliente. Las deshumectadoras se encargan de disminuir la cantidad de agua, pero en la sección de retorno de la piscina el aire entra a unos 28°C y muy húmedo. Si no existe un mantenimiento constante, este es un medio ideal para la aparición de la bacteria Legionella.

Esta bacteria crece en zonas húmedas y entre unas temperaturas de 20 a 55°C. Si se libera y se introduce en el local a climatizar, las personas lo pueden inhalar, y si su sistema inmunitario es débil podría aparecer la enfermedad de la legionelosis.

Otro elemento a mantener limpio es la bandeja de condensación, donde se almacena el agua condensada de la batería de calor. Esta bandeja tiene un orificio de drenaje y debe de ir tratada para evitar este tipo de bacteria.

6. Cálculo de caudal total

Antes de especificar los elementos que compondrán la deshumectadora debemos de conocer el caudal de aire que vamos a impulsar. Este caudal impulsado será el que mueva todo el volumen de aire del local a climatizar.

Hay que cumplir unos puntos antes de calcular el caudal necesario.

Punto 1

El caudal de aire seco que impulsemos debe de poder absorber toda la masa de vapor de agua generada en el interior del local, ya sea por la piscina+playa o por los ocupantes.

Punto 2

La circulación del aire de impulsión no puede alcanzar bajo ningún concepto tanto la zona de ocupación como la playa. Ya que aumentaría el grado de insatisfacción de los bañistas e incrementaría la evaporación.

En el apartado IT 1.1.4.1.3 del RITE indica que la velocidad media admisible del aire en la zona de ocupación no podrá exceder el siguiente valor:

$$v = \frac{T}{100} - 0,07$$

Tenemos una temperatura de 28 °C. Por lo que la velocidad máxima será de 0,21 m/s.

Punto 3

Hay que asegurarse que el aire impulsado provoque el movimiento de todo el volumen del local, para así evitar zonas húmedas que puedan provocar estratificaciones, condensaciones indeseadas... o zonas muy secas que haga a los bañistas sentir frío o suden en exceso.

Punto 4

A la hora de impulsar el aire, una parte de él debe de ir dirigido a las ventanas, ya que la temperatura de éstas es menor que la del resto del volumen del local, podría llegar a tener incluso una temperatura menor que la del punto de rocío, si es así, se produciría condensación en éstas. Por ello, si dirigimos parte del aire a ellas, evitaríamos que hubiese mucha diferencia de temperatura entre su superficie y el aire del habitáculo, evitando cualquier condensación.

Para poder hallar el caudal total, primero debemos de conocer la cantidad de masa evaporada. Para su cálculo vamos a utilizar la teoría del Instituto Alemán VDI, organismo de muy alta cualificación en todo el mundo y de gran referencia en Europa. Más concretamente la correlación de Bernier que indica;

$$\dot{M}_{evap} = S \cdot [(16 + 133n) \cdot (W_e - \varphi \cdot W_a)] + 0,1 \cdot N$$

Donde;

m=masa de agua evaporada (kg/h)

S=superficie de piscina (m²)

n =nº de nadadores por m² de superficie de lámina de agua

W_e = humedad absoluta del aire saturado a la temperatura del agua
(kg_w/kg_a)

W_a =humedad absoluta del aire a la temperatura del aire interior (kg_w/kg_a)

N = nº total de bañistas entre playa y agua

S= 27,3 m²

n = 0,22

W_e (T=26°C y Hr=100%)=21,47 (kg_w/kg_a)

W_a (T=28°C y Hr=65%)=15,55 (kg_w/kg_a)

N= 16

$\varphi = 1$

$$\dot{M}_{evap} = 27,3 \cdot [(16 + 133 \cdot 0,22) \cdot (0,02147 - 0,01555) + 0,1 \cdot 16] = 8,91 \frac{kg}{h}$$

Ahora que conocemos la masa evaporada podemos seguir con el cálculo del caudal. El caudal de aire total depende tanto del volumen del local, como de las renovaciones de volumen por hora que queramos.

Existen muchas opiniones sobre cuántas renovaciones de aire por hora debe de haber dependiendo del uso del local. En el documento técnico de las instalaciones en la edificación 10.04, aconseja algunos valores.

Siendo R las renovaciones del volumen por hora.

R<4; Puede haber escaso caudal y no lograr los objetivos.

4<R<7; Son valores adecuados, y resuelven el problema sin causar insatisfacción.

R>7; Puede encarecer el sistema sin mejorar las condiciones

R>8; No recomendable.

Pero como hemos dicho, esto depende del uso del local, por lo que no es directamente aplicable a nuestro caso. Según otras opiniones, para el caso de una piscina cubierta las renovaciones deben de estar entre 6 y 10.

La relación entre la masa de agua evaporada y la masa de aire impulsada debe de estar entre 2 y 3 g/Kg. Es decir;

$$\Delta W = \frac{\dot{M}_{evap}}{m_{aire}} = 2 \text{ o } 3 \frac{g}{kg}$$

Contrastando las opiniones y recomendaciones, comenzaremos con 5 renovaciones por hora y calcularemos hasta 8. Una vez que tengamos todas las relaciones, elegiremos la mejor.

$$q = R \cdot V_{local}$$

$$V_{local} = 319,31 \text{ m}^3$$

$$R=5; \quad q = 5 \cdot 319,31 = 1596,55 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

$$R=6; \quad q = 6 \cdot 319,31 = 1915,86 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

$$R=7; \quad q = 7 \cdot 319,31 = 2235,17 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

$$R=8; \quad q = 8 \cdot 319,31 = 2554,48 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Para hallar la masa de aire, multiplicamos por la densidad del aire en el local. A 28°C tenemos una densidad de 1,149 Kg/m³. Las respectivas masas de aire son;

$$R=5; \quad m = 1834,4 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

$$R=6; \quad m = 2202,13 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

$$R=7; \quad m = 2568,21 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

$$R=8; \quad m = 2935,09 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Las relaciones de masas son;

$$R=5; \quad \Delta W = \frac{8900}{1834,4} = 4,85 \frac{\text{g}}{\text{kg}}$$

$$R=6; \quad \Delta W = \frac{8900}{2202,13} = 4,04 \frac{\text{g}}{\text{kg}}$$

$$R=7; \quad \Delta W = \frac{8900}{2568,21} = 3,46 \frac{\text{g}}{\text{kg}}$$

$$R=8; \quad \Delta W = \frac{8900}{2935,09} = 3,03 \frac{\text{g}}{\text{kg}}$$

Para que la relación de masa de agua evaporada y la masa de aire impulsado esté comprendida entre 2 y 3 necesitaremos 8 renovaciones a la hora con un caudal de 2500 m³/h aproximadamente.

7. Cálculo de cargas térmicas

Los datos indispensables para el cálculo de cargas térmicas son la temperatura seca y humedad relativa. Con esto se halla el intercambio de energía (kW) y la cantidad de vapor de agua (kg/s) en la zona a estudiar. Esto es esencial para que los sistemas de control puedan regularlos a las condiciones de confort.

Cuando hablamos de carga térmica nos referimos a la cantidad de calor o vapor de agua cedido al aire, modificando su temperatura y humedad relativa.

Para poder estimar las cargas térmicas deberemos conocer muchas variables, así como las características de los materiales, temperatura del suelo, sombras, radiación... Para ello ha de elegirse un día de proyecto. Esto es un día donde; la temperatura seca y humedad alcanzan el máximo y el mínimo, no exista niebla que pueda reducir la radiación solar y las cargas internas sean normales. Aparte de esto, se debe de tener en cuenta la hora del día en que se dan estas condiciones, hacer estimaciones a varias horas y hallar la más restrictiva.

Hay que tener en cuenta, que no todas las cargas alcanzan el máximo a la misma hora, para poder tener un cálculo aproximado deberemos de aplicar factores de diversidad.

Se debe de diferenciar entre carga de refrigeración y carga de calefacción. El conocimiento de las cargas térmicas es imprescindible para así poder dimensionar y seleccionar correctamente la potencia de los equipos del sistema frigorífico.

7.1. Carga de refrigeración

En épocas de demanda de frío hay que prever las existencias de cargas sensibles y latentes. La carga de refrigeración vamos a calcularla para condiciones de verano, con cielos totalmente despejados y la piscina con aforo máximo. Ya que es cuando mayor aportación de calor habrá.

$$Q_{refrigeración} = Q_{sensible} + Q_{latente}$$

7.1.1. Carga térmica sensible

$$Q_{sensible} = Q_{rad\ solar} + Q_{trans.ext} + Q_{trans.int} + Q_{ventilación} + Q_{aporte\ interior}$$

7.1.1.1. Carga por radiación solar a través del cristal.

7.1.1.1.1. Radiación solar.

Comenzamos con la radiación solar global sobre la superficie de los cerramientos de cristal. Debemos de conocer este dato en el momento de su máximo, y esto se puede producir a cualquier hora y día, dependiendo de la orientación del sol.

Disponemos de tres fuentes para hallar la radiación. El DTIE, Ashrae handbook y manual de Carrier. Utilizaremos el más restrictivo.

- DTIE: La mayor radiación se produce entre Junio y Julio con un valor de:

$$6,2 \frac{KWh}{m^2 dia} = 6,2 \frac{KWh}{m^2 dia} \cdot \frac{1 dia}{12 h} = 516,67 \frac{W}{m^2}$$

Nuestros cerramientos de cristal tienen un área total de 136,32 m², por lo que la potencia irradiada total es de 70432,45 W.

- Ashrae handbook: Este libro denominado 1989 Fundamentals, está destinado a pulir la teoría fundamental y básica de calefacción, refrigeración, aire acondicionado y ventilación. Fué escrito por Ashrae: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. Aparte de este volumen tienen muchos más, así como, 1988 equipment, 1987 HVAC systems and applications, 1986 refrigeration...

En el capítulo 26: Air conditioning cooling, podemos encontrar tablas con el factor de máxima ganancia solar (W/m^2). Debido a nuestra localización nos interesa latitud norte. La que más se acerca a la nuestra es $44^\circ N$ lat. Dependiendo del mes y la orientación, las radiaciones para esta latitud son;

44°N Lat										
	N (Shade)	NNE/ NNW	NE/ NW	ENE/ WNW	E/ W	ESE/ WSW	SE/ SW	SSE/ SSW	S	HOR
Jan.	54	57	54	202	640	596	732	782	795	344
Feb.	69	69	136	369	562	716	776	782	779	505
Mar.	85	85	274	511	666	745	751	707	688	650
Apr.	104	208	429	57	697	707	663	577	540	757
May	114	303	511	634	691	666	577	467	416	811
June	148	341	533	647	678	640	540	416	363	823
July	117	303	502	624	678	650	565	454	404	801
Aug.	107	208	416	568	675	678	637	558	521	745
Sep.	88	88	252	480	625	713	716	681	666	628
Oct.	73	73	133	350	540	685	748	757	754	495
Nov.	57	57	57	202	426	587	716	770	782	344
Dec.	47	47	47	155	363	552	685	757	776	281

Tabla 7.1 Ganancia solar para $44^\circ N$ lat. según Ashrae

Solo nos interesa la radiación del norte, este, oeste y cubierta, ya que como hemos visto en el apartado 4, el resto del hotel da hacia el sur por lo que a la piscina no le llega esa radiación.

El hotel está considerando cerrar el cristal que da hacia el oeste ya que hay mucha corriente de viento en invierno, por lo que vamos a calcular la radiación y pérdidas si fuese un cerramiento de vidrio, y con los resultados concluiremos si es apropiado tapiarlo.

A continuación, en la figura 7.1 representamos gráficamente la potencia de radiación de todos los muros de la piscina en cada mes. Sabemos que la potencia

de radiación de cada muro se puede hallar conociendo el área de cada superficie y multiplicándola por la radiación recibida.

$$P = I \cdot A$$

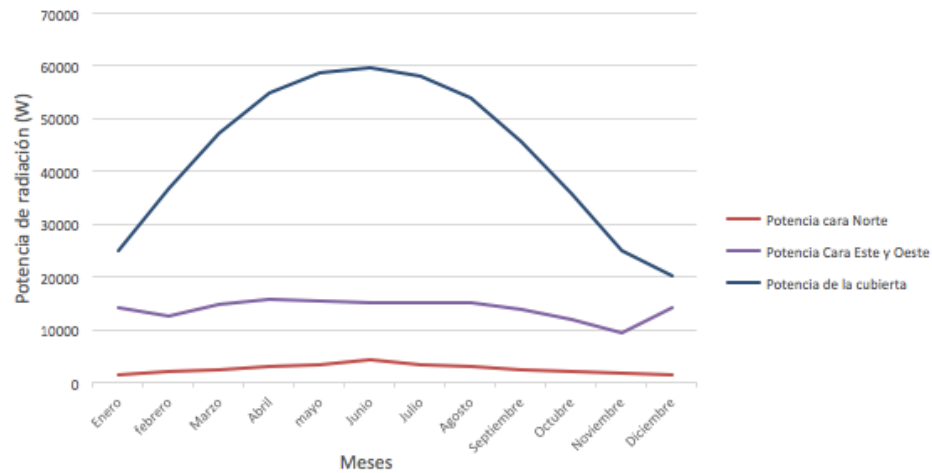


Figura 7.1 Potencia de radiación de todos los muros de la piscina para cada mes.

Hallamos la potencia de radicación que recibiría el local de la piscina en cada mes, teniendo en cuenta todos los cerramientos.

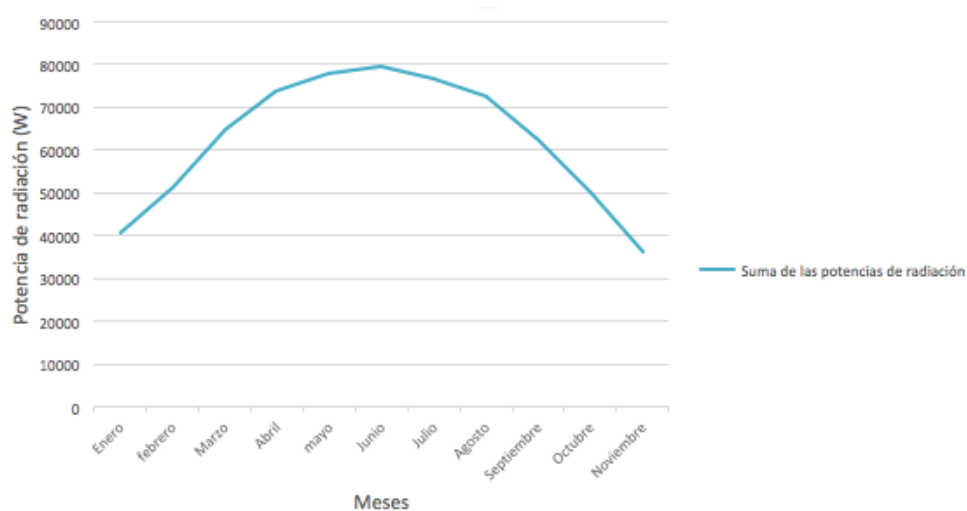


Figura 7.2 Suma de las potencias de radiación de todos los muros de la piscina para cada mes.

Como podemos ver en la figura 7.2, la potencia de radiación máxima que recibirá la habitación de la piscina se encuentra en junio con 79420,11 W. En este mes, al norte tenemos 148 W/m², al este y al oeste 678 W/m² y en la cubierta inciden 823 W/m² de radiación.

- Carrier: Es un manual de aire acondicionado, escrito por ingenieros de Carrier Air Conditioning Company. En el capítulo 3 podemos encontrar la tabla 6 con las máximas aportaciones solares a través de cristal. Hay que tener en cuenta que éstas están en Kcal/(hora)(m²) por lo que hay que pasarlas a W/m².

LATITUD NORTE	MES	ORIENTACIÓN (LATITUD NORTE)									MES	LATITUD SUR
		N°	NE	E	SE	S	SO	O	NO	Horiz.		
0°	Junio	160	423	398	113	38	113	398	423	612	Diciembre	0°
	Julio y Mayo	130	414	412	141	38	141	412	414	631	Nov. y Enero	
	Agosto y Abril	67	382	442	214	38	214	442	382	664	Oct. y Febrero	
	Sept. y Marzo	27	320	452	320	38	320	452	320	678	Sept. y Marzo	
	Oct. y Febrero	27	214	442	382	92	382	442	214	664	Agosto y Abril	
	Nov. y Enero	27	141	412	414	181	414	412	141	631	Julio y Mayo	
	Diciembre	27	113	398	423	222	423	398	113	612	Junio	
10°	Junio	108	414	420	149	38	149	420	414	659	Diciembre	10°
	Julio y Mayo	81	401	428	179	38	179	428	401	669	Nov. y Enero	
	Agosto y Abril	35	352	442	254	38	254	442	352	678	Oct. y Febrero	
	Sept. y Marzo	27	279	444	344	75	344	444	279	669	Sept. y Marzo	
	Oct. y Febrero	27	179	420	404	198	404	420	179	623	Agosto y Abril	
	Nov. y Enero	24	100	387	436	287	273	387	100	569	Julio y Mayo	
	Diciembre	24	75	371	442	324	442	371	75	547	Junio	
20°	Junio	70	417	433	198	38	198	433	417	678	Diciembre	20°
	Julio y Mayo	51	374	442	230	38	230	442	374	680	Nov. y Enero	
	Agosto y Abril	29	320	447	306	70	306	447	320	669	Oct. y Febrero	
	Sept. y Marzo	27	235	442	379	176	379	442	235	631	Sept. y Marzo	
	Oct. y Febrero	24	141	398	433	301	433	398	141	564	Agosto y Abril	
	Nov. y Enero	21	70	347	444	382	444	347	70	488	Julio y Mayo	
	Diciembre	21	48	328	452	404	452	328	48	461	Junio	
30°	Junio	54	377	436	244	57	244	436	377	678	Diciembre	30°
	Julio y Mayo	43	355	444	271	81	271	444	355	667	Nov. y Enero	
	Agosto y Abril	29	292	447	349	170	349	447	292	637	Oct. y Febrero	
	Sept. y Marzo	24	244	428	412	284	412	428	244	574	Sept. y Marzo	
	Oct. y Febrero	21	105	366	442	393	442	366	105	485	Agosto y Abril	
	Nov. y Enero	19	43	314	439	431	439	314	43	393	Julio y Mayo	
	Diciembre	16	32	284	439	442	439	284	32	355	Junio	
40°	Junio	46	360	439	301	146	301	439	360	642	Diciembre	40°
	Julio y Mayo	40	344	444	339	187	339	444	344	631	Nov. y Enero	
	Agosto y Abril	29	276	439	395	276	396	439	276	580	Oct. y Febrero	
	Sept. y Marzo	24	157	404	439	379	439	404	157	496	Sept. y Marzo	
	Oct. y Febrero	19	94	330	442	439	442	330	94	349	Agosto y Abril	
	Nov. y Enero	13	32	271	423	450	423	271	32	279	Julio y Mayo	
	Diciembre	13	27	233	401	447	401	233	27	230	Junio	
50°	Junio	43	341	444	366	252	366	444	341	596	Diciembre	50°
	Julio y Mayo	38	317	442	387	287	387	442	317	572	Nov. y Enero	
	Agosto y Abril	29	254	428	425	374	425	428	254	501	Oct. y Febrero	
	Sept. y Marzo	21	157	374	442	428	442	374	157	401	Sept. y Marzo	
	Oct. y Febrero	13	78	284	425	452	425	284	78	254	Agosto y Abril	
	Nov. y Enero	10	24	173	344	414	344	173	24	143	Julio y Mayo	
	Diciembre	8	19	127	314	382	314	127	19	108	Junio	
			S	SE	E	NE	N	NO	O	SO	Horiz.	
ORIENTACIÓN (LATITUD SUR)												
Coeficiente de corrección	Marco metálico o ningún marco × 1,0,85 ó 1,17	Limpidez - 15 % máx.	Altitud + 0,7 % por 300 m	Punto de rocío superior a 19,5° C - 5 % por 4° C	Punto de rocío inferior a 19,5° C + 5 % por 14° C	Latitud Sur Dic. o Enero + 7 %						

Tabla 7.2 Máximas aportaciones solares a través de cristal
(kcal/h m²)

Vamos a centrarnos en la latitud Norte 40° ya que es la más cercana a nuestra localización. Solo nos interesa dirección norte, este, oeste y horizontal.

En la siguiente tabla encontramos la radiación solar para 40°N en W/m².

Mes	Norte	Este y Oeste	Horizontal
Junio	53,5	510,56	746,65
Julio y Mayo	46,52	516,37	733,85
Agosto y Abril	33,73	510,56	674,54
Septiembre. y marzo	27,91	469,85	576,85
Octubre. y febrero	22,09	383,8	405,88
Noviembre y enero	15,12	315,17	324,48
Diciembre	15,12	270,98	267,5

Tabla 7.3 Máximas aportaciones solares a través de cristal
(W/m²)

Ahora podemos representar la potencia de radiación en cada cerramiento.

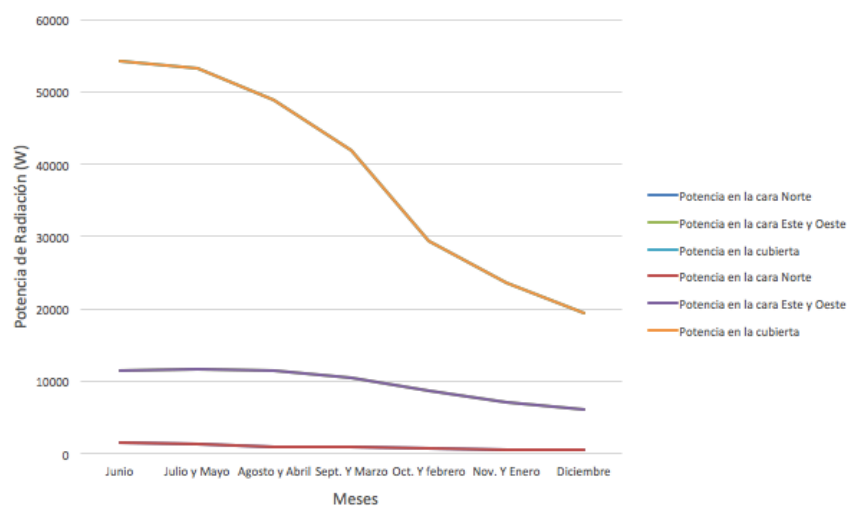


Figura 7.3 Potencia de radiación de todos los muros de la piscina para cada mes.

Y la potencia irradiada total en la piscina.

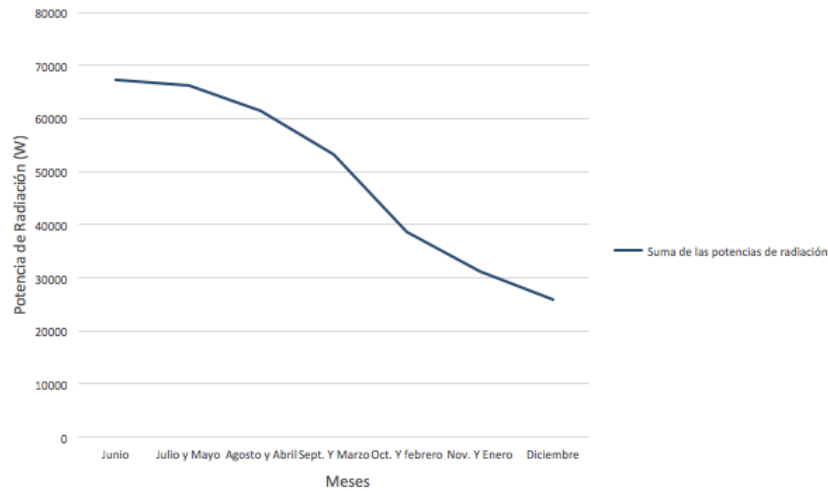


Figura 7.4 Suma de las potencias de radiación de todos los muros de la piscina para cada mes.

Como podemos ver en la figura 7.4, la potencia de radiación máxima se encuentra en junio con 67276,99 W. En este mes al norte tenemos 53,5 W/m², al este y al oeste 510,56 W/m² y en la cubierta inciden 746,65 W/m² de radiación.

El más restrictivo es el de Ashrae, con una potencia máxima de casi 80 kW, por lo que nos quedamos con esos datos de radiación.

7.1.1.1.2. Almacenamiento de calor.

En el cálculo de la carga térmica hay que tener en cuenta que éstas son ganancias instantáneas de calor. Tales ganancias no se van a transmitir a nuestro habitáculo de manera inmediata, debido a la inercia térmica de los cuerpos. Es por esto que utilizaremos algunos factores para no sobredimensionar el sistema frigorífico y que éste trabaje periodos más largos cuando haya carga máxima, adaptándonos a nuestras necesidades y aumentando el rendimiento y eficiencia en la mayor parte de su uso.

En acondicionamiento de aire, existen varias fuentes instantáneas de ganancia de calor, éstas se dividen en calor de radiación y de convección.

Fuentes	Calor de radiación	Calor de convección
Solar, sin persianas	100%	-
Solar, con persianas	58%	42%
Luces fluorescentes	50%	50%
Lámparas de incandescencia	80%	20%
Personas	40%	20%
Transmisión	60%	40%
Infiltración y ventilación	-	100%
Maquinaria y utensilios	20-80%	80-20%

Tabla 7.4 Fuentes de ganancia instantánea de calor

Mucha de esta ganancia instantánea de calor es carga radiante, que no debe ser compensada directamente por el equipo, ya que, el calor originado por alguna fuente de las anteriores incide primeramente sobre un cuerpo, aumentando su temperatura superficial y siendo absorbido por éste, produciendo un retardo de la transmisión y por lo tanto no siendo carga real del equipo.

Es decir, la diferencia de temperatura entre la superficie y el material interior del cuerpo y el aire contiguo, hace que el calor se transmita hacia el interior del material por conducción y hacia el aire por convección. El calor absorbido por el material se almacena y el cedido al aire se transforma en calor instantáneo de refrigeración. La fracción de calor que se transmite al material o al aire depende de su resistencia al flujo térmico, además de su capacidad calorífica.

Normalmente la resistencia al flujo térmico del material es menor que la del aire, por eso la mayor parte del calor de radiación será almacenado. Pero a medida que se produce la absorción, el material va perdiendo capacidad de almacenamiento. Cuanto más ligera sea la construcción menor capacidad de almacenamiento tendrá.



Figura 7.5 Carga real de refrigeración y ganancia instantánea.

Como podemos ver en la figura 7.5 la curva de la ganancia instantánea de calor presenta un máximo pronunciado, almacenándose gran parte de ese calor, y a partir de cierto punto, comienza el proceso de eliminación de calor, debido a que ha llegado al máximo admisible de absorción. La carga real de refrigeración es siempre menor que la ganancia instantánea de calor hasta el punto A, ya que solo debe eliminar el calor cedido al aire por convección. Una vez pasado este punto, comienza a eliminarse el calor almacenado, siendo directamente carga de refrigeración. El área del calor almacenado debe ser igual al área del calor eliminado. (rayado)

Se debe tener en cuenta, que nuestro equipo funcionará de 9 am a 9 pm, por lo que cuando no esté en funcionamiento, parte del calor almacenado permanece en las estructuras hasta que vuelva a funcionar. A esto se le llama calor remanente, y es debido a que, al no funcionar el sistema acondicionador, la temperatura interior aumenta, no habiendo suficiente salto de temperatura para que se elimine por convección.

La carga de refrigeración real de un periodo de funcionamiento de 12 horas es la suma de la carga remanente y la carga de refrigeración. Esto lo podemos ver en la figura 7.6.

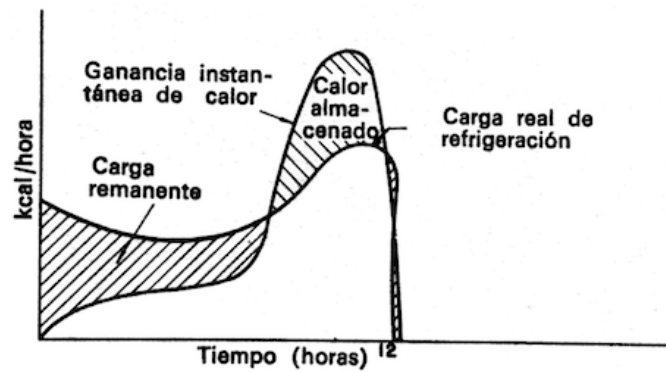


Figura 7.6 Carga real de refrigeración y ganancia instantánea durante 12 horas de funcionamiento

Lo mismo ocurre con la ganancia de calor debido a las luces fluorescentes. Al ser una carga más o menos constante, al principio se almacena mucho calor, pero a medida que transcurre el tiempo y permanecen encendidas, disminuye la fracción de energía almacenada.

7.1.1.1.2.1. Factor de almacenamiento debido a aportaciones solares.

Para hallar la carga real de refrigeración debida a la ganancia de calor solar, manteniendo constante la temperatura interior, existen unos factores de almacenamiento dependiendo del tiempo de funcionamiento. Éstos recogen la proporción a compensar de carga remanente y ganancia instantánea de calor.

Estos factores los podemos encontrar en la tabla 11 del capítulo 3 del libro de Carrier, ya que es la tabla correspondiente para un funcionamiento de 12 horas diarias.

ORIENTACION (Latitud Norte)	PESO (kg por m² de superf. de suelo)	CON PANTALLA INTERIOR *										SIN O CON PANTALLA EXTERIOR **													
		HORA SOLAR																							
		MAÑANA										TARDE													
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
NE	750 y más	0,59	0,67	0,62	0,49	0,33	0,27	0,25	0,24	0,22	0,21	0,20	0,17	0,34	0,42	0,47	0,45	0,42	0,39	0,36	0,33	0,30	0,29	0,26	0,25
	500	0,59	0,68	0,64	0,52	0,35	0,29	0,24	0,23	0,20	0,19	0,17	0,15	0,35	0,45	0,50	0,49	0,45	0,42	0,34	0,30	0,27	0,26	0,23	0,20
	150	0,62	0,80	0,75	0,60	0,37	0,25	0,19	0,17	0,15	0,13	0,12	0,11	0,40	0,62	0,69	0,64	0,48	0,34	0,27	0,22	0,18	0,16	0,14	0,12
E	750 y más	0,51	0,66	0,71	0,67	0,57	0,40	0,29	0,26	0,25	0,23	0,21	0,19	0,36	0,44	0,50	0,53	0,53	0,50	0,44	0,39	0,36	0,34	0,30	0,28
	500	0,52	0,67	0,73	0,70	0,58	0,40	0,29	0,26	0,24	0,21	0,19	0,16	0,34	0,44	0,54	0,58	0,57	0,51	0,44	0,39	0,34	0,31	0,28	0,24
	150	0,53	0,74	0,82	0,81	0,65	0,43	0,25	0,19	0,16	0,14	0,11	0,09	0,36	0,56	0,71	0,76	0,70	0,54	0,39	0,28	0,23	0,18	0,15	0,12
SE	750 y más	0,20	0,42	0,59	0,70	0,74	0,71	0,61	0,48	0,33	0,30	0,26	0,24	0,34	0,37	0,43	0,50	0,54	0,58	0,57	0,55	0,50	0,45	0,41	0,37
	500	0,18	0,40	0,57	0,70	0,75	0,72	0,63	0,49	0,34	0,28	0,25	0,21	0,29	0,33	0,41	0,51	0,58	0,61	0,61	0,56	0,49	0,44	0,37	0,33
	150	0,09	0,35	0,61	0,78	0,86	0,82	0,69	0,50	0,30	0,20	0,17	0,13	0,14	0,27	0,47	0,64	0,75	0,79	0,73	0,61	0,45	0,32	0,23	0,18
S	750 y más	0,28	0,25	0,40	0,53	0,64	0,72	0,77	0,77	0,73	0,67	0,49	0,31	0,47	0,43	0,42	0,46	0,51	0,56	0,61	0,65	0,66	0,65	0,61	0,54
	500	0,26	0,22	0,38	0,51	0,64	0,73	0,79	0,79	0,77	0,65	0,51	0,31	0,44	0,37	0,39	0,43	0,50	0,57	0,64	0,68	0,70	0,68	0,63	0,53
	150	0,21	0,29	0,48	0,67	0,79	0,88	0,89	0,83	0,56	0,50	0,24	0,16	0,28	0,19	0,25	0,38	0,54	0,68	0,78	0,84	0,82	0,76	0,61	0,42
SO	750 y más	0,31	0,27	0,27	0,26	0,25	0,27	0,50	0,63	0,72	0,74	0,69	0,54	0,51	0,44	0,40	0,37	0,34	0,36	0,41	0,47	0,54	0,57	0,60	0,58
	500	0,33	0,28	0,25	0,23	0,23	0,35	0,50	0,64	0,74	0,77	0,70	0,55	0,53	0,44	0,37	0,35	0,31	0,33	0,39	0,46	0,55	0,62	0,64	0,60
	150	0,29	0,21	0,18	0,15	0,14	0,27	0,50	0,69	0,82	0,87	0,79	0,60	0,48	0,32	0,25	0,20	0,17	0,19	0,39	0,56	0,70	0,80	0,79	0,69
O	750 y más	0,63	0,31	0,28	0,27	0,25	0,24	0,22	0,29	0,46	0,61	0,71	0,72	0,56	0,49	0,44	0,39	0,36	0,33	0,31	0,31	0,35	0,42	0,49	0,54
	500	0,67	0,33	0,28	0,26	0,24	0,22	0,20	0,28	0,44	0,61	0,72	0,73	0,60	0,52	0,44	0,39	0,34	0,31	0,29	0,28	0,33	0,43	0,51	0,57
	150	0,77	0,34	0,25	0,20	0,17	0,14	0,13	0,22	0,44	0,67	0,82	0,85	0,77	0,56	0,38	0,28	0,22	0,18	0,16	0,19	0,33	0,52	0,69	0,77
NO	750 y más	0,68	0,28	0,27	0,25	0,23	0,22	0,20	0,19	0,24	0,41	0,56	0,67	0,49	0,44	0,39	0,36	0,33	0,30	0,28	0,26	0,26	0,30	0,37	0,44
	500	0,71	0,31	0,27	0,24	0,22	0,21	0,19	0,18	0,23	0,40	0,58	0,70	0,54	0,49	0,41	0,35	0,31	0,28	0,25	0,23	0,24	0,30	0,39	0,48
	150	0,82	0,33	0,25	0,20	0,18	0,15	0,14	0,13	0,19	0,41	0,64	0,80	0,75	0,53	0,36	0,28	0,24	0,19	0,17	0,15	0,17	0,30	0,50	0,66
N y sombra	750 y más	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,75	0,75	0,79	0,83	0,84	0,86	0,88	0,88	0,91	0,92	0,93	0,93
	500	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,81	0,84	0,86	0,89	0,91	0,93	0,93	0,94	0,94	0,95	0,95	0,95
	150																								

Tabla 7.5 Factores de almacenamiento sobre carga térmica

Como hemos visto en el punto 7.1.1.1.1, la máxima radiación solar se produce en junio, ahora calcularemos a qué hora se produce ese máximo y su valor real. Para hallarlo, vamos a utilizar la potencia máxima de radiación hallada en el apartado anterior y la multiplicaremos por el factor de almacenamiento que le corresponda a cada hora.

Para ello consideraremos un peso de 500 kg/m2 de superficie de suelo.

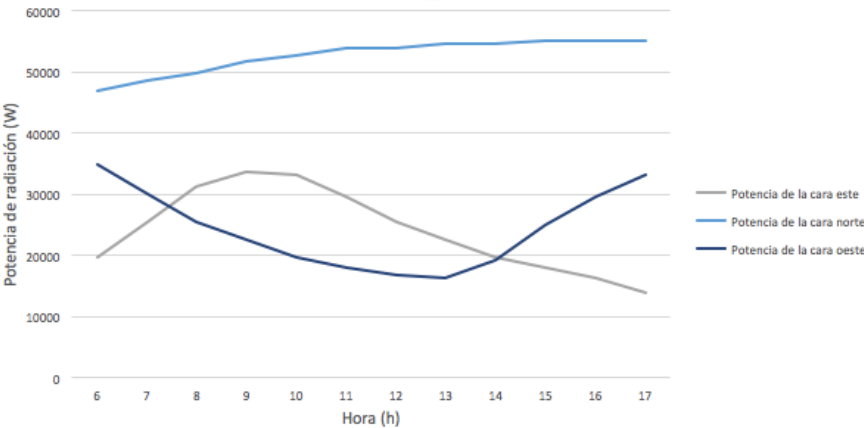


Figura 7.7 Potencia de radiación con factor de almacenamiento.

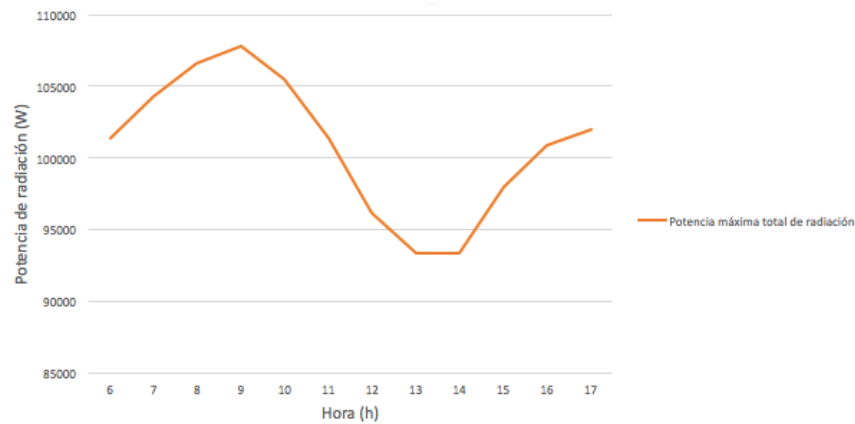


Figura 7.8 Suma de las potencias de radiación con factor de almacenamiento de todos los muros de la piscina para cada hora.

La hora a la que se produce mayor potencia de radiación teniendo en cuenta el factor de almacenamiento es a las 9 hora solar, es decir las 10 hora oficial. Los factores de almacenamiento correspondientes para esa hora son los siguientes.

Orientación	Factor de almacenamiento
Este	0,58
Oeste	0,39
Norte	0,89

Tabla 7.6 Factores de almacenamiento para las 9 hora solar

Como no tenemos datos de orientación horizontal para la cubierta, vamos a utilizar una media de todos los factores de almacenamiento, ya que es el mismo material que los cerramientos laterales y el sol incide sobre ella en todo momento. El factor de almacenamiento para la cubierta es de 0,62.

7.1.1.1.3. Factores totales de ganancia solar.

Un factor muy importante a tener en cuenta es el tipo de vidrio, ya que no todos tienen la misma capacidad de absorción (depende del grosor) o pueden estar tratados para aumentar su capacidad de absorción, disminuyendo la radiación directa, pero aumentando la aportación por convección. También ha de considerarse la existencia de persianas exteriores. Para ello utilizaremos factores totales de ganancia solar.

Actualmente el local de la piscina no dispone de persianas exteriores, pero si la ganancia es muy elevada, lo tendremos en consideración en orden de disminuir la capacidad de refrigeración.

Según el punto 4.1.1, tenemos un doble vidriado monolítico de 4 mm.

El coeficiente global de insolación lo hallaremos de la siguiente tabla.

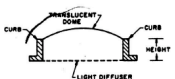
TIPO DE VIDRIO	SIN PERSIANA O PANTALLA	PERSIANAS VENECIANAS INTERIORES *			PERSIANAS VENECIANAS EXTERIORES		PERSIANA EXTERIOR	
		Listones horizontales o verticales inclinados 45° O CORTINAS DE TELA			Listones horizontales inclinados 45°		Listones inclinados 17° (horizontales) **	
		Color claro	Color medio	Color oscuro	Color claro	Exterior claro Interior oscuro	Color medio ****	Color oscuro ***
VIDRIO SENCILLO ORDINARIO	1,00	0,56	0,65	0,75	0,15	0,13	0,22	0,15
VIDRIO SENCILLO 6 mm	0,94	0,56	0,65	0,74	0,14	0,12	0,21	0,14
VIDRIO ABSORBENTE*****								
Coefficiente de absorción 0,40 a 0,48	0,80	0,56	0,62	0,72	0,12	0,11	0,18	0,12
Coefficiente de absorción 0,48 a 0,56	0,73	0,53	0,59	0,62	0,11	0,10	0,16	0,11
Coefficiente de absorción 0,56 a 0,70	0,62	0,51	0,54	0,56	0,10	0,10	0,14	0,10
VIDRIO DOBLE								
Vidrios ordinarios	0,90	0,54	0,61	0,67	0,14	0,12	0,20	0,14
Vidrios de 6 mm	0,80	0,52	0,59	0,65	0,12	0,11	0,18	0,12
Vidrio interior ordinario								
Vidrio ext. absorbente de 0,48 a 0,56	0,52	0,36	0,39	0,43	0,10	0,10	0,11	0,10
Vidrio interior de 6 mm								
Vidrio ext. absorbente de 0,48 a 0,56	0,50	0,36	0,39	0,43	0,10	0,10	0,11	0,10
VIDRIO TRIPLE								
Vidrio ordinario	0,83	0,48	0,56	0,64	0,12	0,11	0,18	0,12
Vidrio de 6 mm	0,69	0,47	0,52	0,57	0,10	0,10	0,15	0,10
VIDRIO PINTADO								
Color claro	0,28							
Color medio	0,39							
Color oscuro	0,50							
VIDRIO DE COLOR *****								
Ambar	0,70							
Rojo oscuro	0,56							
Azul	0,60							
Gris	0,32							
Gris-verde	0,46							
Opalescente claro	0,43							
Opalescente oscuro	0,37							

Tabla 7.7 Factores totales de ganancia solar a través del vidrio.

El vidrio que más se asemeja al nuestro es el doble vidriado de 6mm. Por lo que nos corresponde un factor de insolación para ese vidrio sin persiana de 0,8.

Por último, aclarar que no existen edificios contiguos ni árboles que puedan crear sombra por lo que los muros no tendrán factor de sombra. La cubierta al ser una superficie curva crea sombra en su parte posterior.

En el manual de 1989 de Ashrae: Fundamentals, el capítulo 27: Fenestration tiene en cuenta todo lo relacionado con envolventes de vidrio y la tabla 32 en el apartado 36 tenemos los factores de sombra para cubiertas traslúcidas arqueadas.



Dome	Light Diffuser (Translucent)	Curb			Shading Coefficient
		Height, in.	Width to Height Ratio		
Clear $\tau = 0.86$	Yes $\tau = 0.58$	0	∞		0.61
		230	5		0.58
		460	2.5		0.50
Clear $\tau = 0.86$	None	0	∞		0.99
		230	5		0.88
		460	2.5		0.80
Translucent $\tau = 0.52$	None	0	∞		0.57
		460	2.5		0.46
Translucent $\tau = 0.27$	None	0	∞		0.34
		230	5		0.30
		460	2.5		0.28

Tabla 7.8 Factores de sombra para superficies arqueadas. Ashrae handbook.

Para una cubierta traslúcida a un 52% tenemos un coeficiente de sombra 0,57.

7.1.1.1.4. Cálculo de la carga de radiación.

La carga real de radiación se hallará con la siguiente expresión, donde la radiación recibida multiplicada por el área de los cerramientos nos indica la potencia instantánea de radiación, y ésta a su vez multiplicada por los factores totales y de almacenamiento nos indica la potencia real de radiación.

$$Q_{rad} = R_s \cdot f_{alm} \cdot f_{sombra} \cdot f_{coef \ global \ ins.} \cdot A$$

R_s = Radiación solar W/m^2

f_{alm} =factor de almacenamiento

f_{sombra} =factor de sombra

$f_{coef\ global\ ins.}$ = coeficiente global de insolación

A = Área de incidencia

Muro este: $Q = 678 \cdot 0,58 \cdot 1 \cdot 0,8 \cdot 11,25 = 3,54\text{ KW}$

Muro norte: $Q = 148 \cdot 0,89 \cdot 1 \cdot 0,8 \cdot 30 = 3,16\text{ KW}$

Muro oeste: $Q = 678 \cdot 0,34 \cdot 1 \cdot 0,8 \cdot 22,5 = 4,15\text{ KW}$

Cubierta: $Q = 823 \cdot 0,62 \cdot 0,57 \cdot 0,8 \cdot 72,57 = 16,34\text{ KW}$

Utilizamos la mayor carga de los muros y la cubierta, ya que el sol no incidirá en todos los muros a la vez, por lo que consideraremos la carga más restrictiva para que nuestra máquina pueda compensar a todas.

$$Q_{rad} = 16,34 + 4,15 = 20,49\text{ KW}$$

7.1.1.2. Carga por transmisión de los cerramientos exteriores.

Como hemos visto en el apartado 3.1.2, las cargas de conducción y convección las podemos representar mediante un circuito térmico.

Conocemos la conductividad del vidrio, solo faltaría conocer el coeficiente de convección del aire. Esto lo vamos a hallar en el código técnico de la edificación.

En la tabla 1 del documento de apoyo al documento básico DB-HE/1 de ahorro de energía, podemos encontrar las resistencias térmicas superficiales de cerramiento en contacto con el aire exterior.

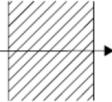
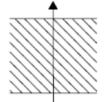
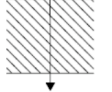
Posición del cerramiento y sentido del flujo de calor		R_{se}	R_{si}
Cerramientos verticales o con pendiente sobre la horizontal $>60^\circ$ y flujo Horizontal		0,04	0,13
Cerramientos horizontales o con pendiente sobre la horizontal $\leq 60^\circ$ y flujo ascendente (Techo)		0,04	0,10
Cerramientos horizontales y flujo descendente (Suelo)		0,04	0,17

Tabla 7.9 Resistencias térmicas superficiales de cerramientos en contacto con el aire exterior en mK/ W

Posición del cerramiento: vertical

Flujo de calor: horizontal

Resistencia térmica superficial exterior: 0,04 m² K/W

Resistencia térmica superficial interior: 0,13 m² K/W

Vidrio: Transmitancia, U=3 W/m² K

$$R_{térmica\ superficial} = \frac{1}{h}$$

$$h_{conv, ext} = \frac{1}{0,04} = 25\text{ W/m}^2\text{ K}$$

$$h_{conv, int} = \frac{1}{0,13} = 7,7\text{ W/m}^2\text{ K}$$

Circuito equivalente:

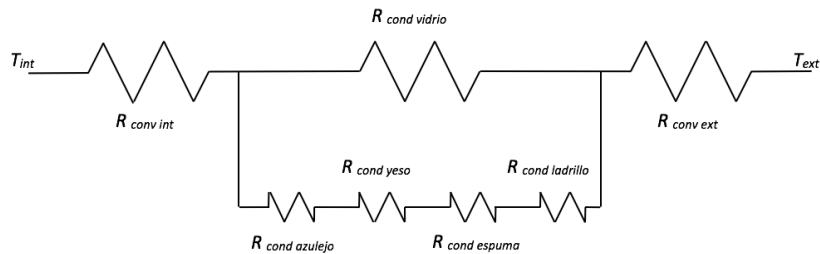


Figura 7.9 Circuito térmico equivalente de los cerramientos exteriores en verano.

$$q = UA \Delta T = U \cdot A \cdot (T_{ext} - T_{int})$$

$$UA = \frac{1}{R_T}$$

$$A_{ext\ vidrio} = (12 + 9 + 4,5) \cdot 2,5 + 72,57 = 136,32 \text{ m}^2$$

$$A_{ext\ muro} = 4,5 \cdot 2,5 = 11,25 \text{ m}^2$$

$$R_{conv,ext} = \frac{1}{h A} = \frac{1}{25 \cdot 147,57} = 2,71 \cdot 10^{-4} \frac{k}{W}$$

$$R_{cond,vidrio} = \frac{1}{UA} = \frac{1}{3 \cdot 136,32} = 2,44 \cdot 10^{-3} \frac{k}{W}$$

$$R_{cond\ azulejo} = \frac{L}{k A} = \frac{0,007}{1,3 \cdot 11,25} = 4,78 \cdot 10^{-4} \frac{k}{W}$$

$$R_{cond\ espuma} = \frac{L}{k A} = \frac{0,050}{0,033 \cdot 11,25} = 0,13 \frac{k}{W}$$

$$R_{cond\ ladrillo} = \frac{L}{k A} = \frac{0,012}{1,4 \cdot 11,25} = 7,62 \cdot 10^{-4} \frac{k}{W}$$

$$R_{cond\ yeso} = \frac{L}{k A} = \frac{0,01}{0,81 \cdot 11,25} = 1,097 \cdot 10^{-3} \frac{k}{W}$$

$$R_{T\ cond\ cerramientos\ ext}$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{R_{cond\ ladrillo} + R_{cond\ azulejo} + R_{cond\ espuma} + R_{cond\ yeso}} + \frac{1}{R_{cond\ vidrio}}}$$

$$= 2,39 \cdot 10^{-3} \frac{k}{W}$$

$$R_{conv,int} = \frac{1}{h A} = \frac{1}{7,7 \cdot 147,57} = 8,8 \cdot 10^{-4} \frac{k}{W}$$

$$\sum R_{Tot} = R_{T\ cond\ cerramientos\ ext} + R_{conv,int} + R_{conv,ext} = 2,39 \cdot 10^{-3} + 2,71 \cdot 10^{-4} \\ + 8,8 \cdot 10^{-4} = 3,55 \cdot 10^{-3} \frac{k}{W}$$

$$Q = \frac{T_{ext} - T_{int}}{R_{Tot}} = \frac{26 - 28}{3,55 \cdot 10^{-3}} = -563,22\ W$$

7.1.1.3. Carga por transmisión del muro interior.

Como el apartado anterior, representamos el cálculo con un circuito térmico.

La conductividad del muro la conocemos del apartado 4.1.1 y el coeficiente de convección es el mismo que el de la piscina.

Posición del cerramiento: vertical

Flujo de calor: horizontal

Resistencia térmica superficial interior del hotel: 0,13 m² K/W

Resistencia térmica superficial de la piscina: 0,13 m² K/W

$$R_{térmica\ superficial} = \frac{1}{h}$$

$$h_{conv, ext} = \frac{1}{0,13} = 7,7\ W/m^2\ K$$

$$h_{conv, int} = \frac{1}{0,13} = 7,7\ W/m^2\ K$$

Circuito equivalente:

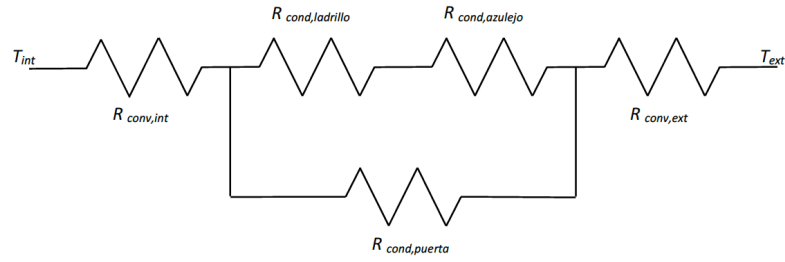


Figura 7.10 Circuito térmico equivalente del muro interior

$$q = UA \Delta T = U \cdot A \cdot (T_{ext} - T_{int})$$

$$UA = \frac{1}{R_T}$$

$$A = 12 \cdot 2,5 - 2,1 \cdot 0,8 = 28,32 \text{ m}^2$$

$$R_{conv,ext} = \frac{1}{h A} = \frac{1}{7,7 \cdot 30} = 4,33 \cdot 10^{-3} \frac{k}{W}$$

$$R_{cond \text{ ladrillo}} = \frac{L}{k A} = \frac{0,11}{1,9 \cdot 28,32} = 2,04 \cdot 10^{-3} \frac{k}{W}$$

$$R_{cond \text{ azulejo}} = \frac{L}{k A} = \frac{0,01}{1,3 \cdot 28,32} = 2,716 \cdot 10^{-4} \frac{k}{W}$$

$$R_{cond \text{ puerta}} = \frac{L}{k A} = \frac{0,012}{1,4 \cdot 2,1 \cdot 0,8} = 5,1 \cdot 10^{-3} \frac{k}{W}$$

$$R_{T \text{ cond}} = \frac{1}{\frac{1}{R_{cond \text{ ladrillo}} + R_{cond \text{ azulejo}}} + \frac{1}{R_{cond \text{ puerta}}}} = 1,6 \cdot 10^{-3} \frac{k}{W}$$

$$R_{conv,ext} = \frac{1}{h A} = \frac{1}{7,7 \cdot 30} = 4,33 \cdot 10^{-3} \frac{k}{W}$$

$$\sum R_{Tot} = 0,0103 \frac{k}{W}$$

$$Q = \frac{T_{ext} - T_{int}}{R_{Tot}} = \frac{24 - 28}{0,0103} = -389,86 W$$

7.1.1.4. Carga por radiación intercambiada por cerramientos.

Debido a las bajas temperaturas de funcionamiento en las que trabajamos la radiación emitida por los elementos es despreciable.

7.1.1.5. Carga por ventilación

El RITE nos exige un mínimo de caudal de aire exterior para la ventilación. En el IT 1.1.4.2.3 apartado 2 nos indica que; *En las piscinas climatizadas el aire exterior de ventilación necesario para la dilución de los contaminantes será de 2,5 dm³/s por metro cuadrado de superficie de la lámina de agua y de la playa (no está incluida la zona de espectadores). A este caudal se debe añadir el necesario para controlar la humedad relativa, en su caso. El local se mantendrá con una presión negativa de entre 20 a 40 Pa con respecto a los locales contiguos.*

Superficie de piscina + playa = 39,2 m². (apartado 4.1.2)

$$Q_{min} = 2,5 \frac{L}{s \cdot m^2} \cdot 39,2 m^2 = 98 \frac{L}{s} = 0,098 \frac{m^3}{s} = 352,8 \frac{m^3}{h}$$

Este aire exterior aporta tanto carga sensible como latente, ahora solo analizaremos la carga sensible.

$$Q_{ventilación} = V_{ventilación} \cdot (T_{s,ext} - T_{s,interior}) \cdot \frac{cp_{as}}{v_{vent}}$$

Donde:

$V_{\text{ventilación}}$ = Caudal de aire de ventilación m^3/s

$T_{s,\text{vent}}$ = Temperatura seca de ventilación

$T_{s,\text{int}}$ = Temperatura seca interior

cp_{as} = Calor específico del aire seco (kJ/kgK)

v_{vent} = volumen específico del aire de ventilación. ($\text{m}^3/\text{kg}_{\text{aire}}$)

Mediante el programa psicrométrico de Atecyr vamos a calcular las condiciones de la temperatura tanto de exterior como de interior.

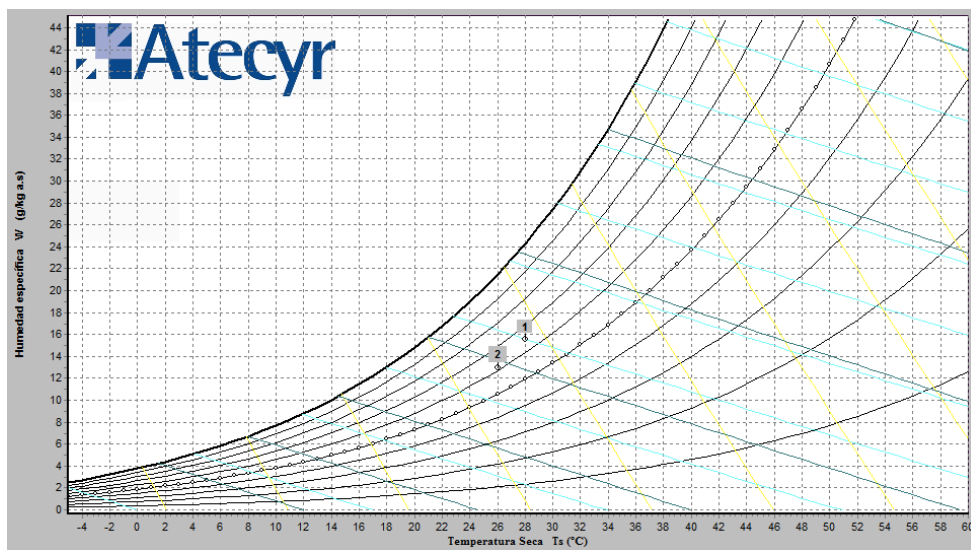


Figura 7.11 Puntos del aire exterior e interior en verano.

<u>Transformaciones realizadas</u>										
Presión total = 100630 Pa equivalente a 1006 mbar correspondientes a una altitud de 58 m										
Punto	Ts(°C)	Hr (%)	W(g/kgas)	Th(°C)	Tr(°C)	h(kJ/kgas)	Pv(Pa)	Den(kgas/m3)	ve(m3/kgas)	Caudal(m3/h)
1	28	65	15,58	22,88	20,81	67,93	2458	1,1359	0,8804	
2	26	61,1	12,97	20,5	17,93	59,21	2055	1,1481	0,871	

Figura 7.12 Condiciones termo-higrométricas de la temperatura de mezcla en verano.

Por lo que ya podemos hallar la carga de ventilación:

$$Q_{\text{ventilación}} = \frac{353}{3600} \cdot (26 - 28) \cdot \frac{1000}{1,1481} = -170,81 \text{ W}$$

7.1.1.6. Carga por aportación interior

Esta carga se puede considerar como la suma de la carga por ocupantes, iluminación y maquinaria que haya dentro del local.

7.1.1.6.1. Carga por iluminación

Consideramos que las potencias de las lámparas se transforman de manera íntegra en calor sensible. Como tenemos lámparas fluorescentes en la piscina, la potencia total de ellas las multiplicaremos por un factor de 1.25 para considerar el consumo extra de las reactancias.

$$Q_{\text{lámparas}} = 1,25 \cdot \text{Potencia}_{\text{descarga}} \cdot n$$

Hay 6 lámparas con 4 focos fluorescentes cada una. Cada foco tiene una potencia de 18 W. Por lo que cada lámpara tiene una potencia de 72 W.

$$Q_{\text{lámparas}} = 1,25 \cdot 72 \cdot 6 = 540 \text{ W}$$

7.1.1.6.2. Carga por ocupación.

Para hallar la carga sensible que aporta cada ocupante, debemos de conocer todas las ganancias térmicas aportadas. Radiación, convección, conducción, respiración y evaporación cutánea. De esta última solo tendremos en cuenta la parte sensible.

Para hallar esta carga existen tablas con las ganancias térmicas por persona según su actividad y la temperatura ambiente.

Calor ocupantes	T _{al}	25°C		23°C		21°C	
Actividad	G _{Total} (W/persona)	G _{sen}	G _{lat}	G _{sen}	G _{lat}	G _{sen}	G _{lat}
Sentado reposo (teatro, cine,...)	Hombre	115	76	39	87	28	87
	Mujer	90	66	24	67	23	67
	media	103	71	31	77	26	77
Sentado trabajo muy ligero (oficina,...)	Hombre	139	84	55	100	39	105
	Mujer	109	73	36	81	28	82
	media	124	78	46	90	34	94
Sentado trabajo ligero (trabajo montañes,...)	Hombre	185	93	92	111	74	129
	Mujer	145	79	66	94	51	109
	media	165	86	79	103	62	119
De pie sin Movimiento	Hombre	139	80	59	95	44	105
	Mujer	109	70	39	82	27	82
	media	124	75	49	89	35	94
De pie trab. Ligero (marcha reducida, tiendas, bancos,...)	Hombre	235	94	141	112	123	130
	Mujer	185	83	102	99	86	115
	media	210	89	121	106	104	123
De pie trab. Moderado (taller, tornero, marcha 1.3 m/s)	Hombre	255	104	151	124	131	144
	Mujer	200	92	108	109	91	127
	media	227	98	129	116	111	135
De pie trab. Pesado (ejercicio físico, baile,...)	Hombre	400	115	285	137	263	159
	Mujer	314	102	212	122	192	142
	media	357	109	248	130	227	151
De pie trab. Muy Pesado (gimnasio)	Hombre	585	154	431	183	402	213
	Mujer	460	125	335	149	311	173
	media	522	139	383	166	356	193

Tabla 7.10 Ganancia sensible y latente (W/persona) según su actividad y la temperatura ambiente.

No disponemos de un valor para los 28°C, pero utilizaremos las ganancias existentes para 25°C y añadiremos un 20% de error. Para una persona a 25°C haciendo ejercicio físico continuo tenemos una ganancia sensible de 115 W para hombre y 102 W para mujer, por lo que utilizaremos la media, 109 W. Teniendo en cuenta el 20% de error, tendremos 87,2 W de ganancia sensible.

$$Q_{ocupación} = n \cdot C_{sensible}$$

Aforo máximo: 9 ocupantes.

$$Q_{ocup. sensible} = 9 \cdot 87,2 \text{ W} = 784,8 \text{ W}$$

7.1.1.6.3. Carga por equipamiento.

Todos los climatizadores y unidades de tratamiento de aire suelen ir aislados, por lo que no consideraremos aporte térmico.

7.1.1.6.4. Factor de diversidad

Este factor hace referencia a la poca probabilidad que se produzca simultáneamente la totalidad de cargas de refrigeración en un día de proyecto. Es decir, no siempre va a haber el número de ocupantes máximos en la piscina, y las luces no estarán encendidas en un día soleado. Esta magnitud depende de las dimensiones del edificio y del criterio del ingeniero.

Por lo que como factor de diversidad vamos a considerar:

- para ocupantes: 0,6
- para luces: 0,5

7.1.1.6.5. Factor de almacenamiento de la carga debidas al alumbrado.

Estos factores los podemos encontrar en la siguiente tabla del libro de Carrier.

	Duración de funcionamiento de instalación	Peso (***) (kg/m² de superficie de suelo)	NÚMERO DE HORAS TRANSCURRIDAS DESDE QUE SE ENCIENDEN LAS LUCES																													
			0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23						
Alumbrado fluorescente Aparato no empotrado	24	750 y más 500 150	0,37 0,31 0,25	0,67 0,67 0,74	0,71 0,72 0,83	0,74 0,76 0,88	0,76 0,79 0,91	0,79 0,81 0,94	0,84 0,85 0,96	0,86 0,87 0,96	0,88 0,88 0,98	0,86 0,87 0,98	0,86 0,88 0,98	0,86 0,89 0,98	0,87 0,89 0,98	0,88 0,90 0,99	0,87 0,89 0,99	0,29 0,26 0,17	0,29 0,26 0,12	0,26 0,22 0,12	0,23 0,22 0,12	0,20 0,19 0,08	0,19 0,16 0,05	0,17 0,15 0,04	0,15 0,13 0,03	0,14 0,12 0,02	0,12 0,10 0,01	0,11 0,09 0,01	0,10 0,08 0,01	0,09 0,07 0	0,08 0,06 0	
		16	750 y más 500 150	0,60 0,44 0,29	0,82 0,79 0,77	0,83 0,84 0,85	0,84 0,86 0,89	0,84 0,87 0,92	0,84 0,88 0,97	0,85 0,88 0,95	0,85 0,89 0,96	0,86 0,89 0,96	0,86 0,89 0,98	0,88 0,89 0,98	0,90 0,89 0,98	0,90 0,90 0,99	0,32 0,26 0,26	0,28 0,22 0,17	0,25 0,22 0,19	0,23 0,22 0,16	0,20 0,19 0,16	0,18 0,15 0,08	0,15 0,14 0,05	0,14 0,12 0,05	0,12 0,10 0,02	0,11 0,09 0,01	0,10 0,08 0,01	0,09 0,07 0	0,08 0,06 0			
			12	750 y más 500 150	0,63 0,57 0,42	0,90 0,89 0,86	0,91 0,91 0,86	0,93 0,92 0,91	0,93 0,94 0,93	0,93 0,94 0,95	0,94 0,94 0,95	0,95 0,95 0,95	0,95 0,96 0,96	0,95 0,96 0,99	0,95 0,96 0,99	0,96 0,96 0,99	0,96 0,96 0,99	0,96 0,96 0,99	0,37 0,36 0,26	0,37 0,36 0,26	0,37 0,36 0,22	0,37 0,36 0,17	0,37 0,36 0,12	0,37 0,36 0,07	0,37 0,36 0,05	0,37 0,36 0,04	0,37 0,36 0,03	0,37 0,36 0,02	0,37 0,36 0,01	0,37 0,36 0	0,37 0,36 0	
	24			750 y más 500 150	0,34 0,24 0,17	0,55 0,56 0,65	0,61 0,63 0,77	0,65 0,68 0,84	0,68 0,72 0,88	0,71 0,75 0,92	0,74 0,78 0,94	0,77 0,80 0,95	0,79 0,82 0,95	0,81 0,84 0,97	0,83 0,86 0,98	0,83 0,86 0,98	0,85 0,88 0,98	0,86 0,89 0,98	0,87 0,90 0,99	0,39 0,34 0,23	0,35 0,29 0,16	0,35 0,26 0,11	0,31 0,25 0,16	0,28 0,20 0,05	0,25 0,18 0,04	0,23 0,17 0,03	0,20 0,15 0,02	0,18 0,14 0,02	0,16 0,12 0,01	0,15 0,10 0	0,14 0,09 0	0,12 0,09 0
		16		750 y más 500 150	0,58 0,46 0,22	0,75 0,73 0,69	0,79 0,78 0,80	0,80 0,82 0,86	0,80 0,82 0,88	0,81 0,82 0,89	0,82 0,83 0,93	0,83 0,84 0,94	0,85 0,85 0,95	0,87 0,88 0,97	0,88 0,89 0,98	0,88 0,89 0,98	0,89 0,90 0,98	0,90 0,91 0,99	0,35 0,30 0,23	0,33 0,28 0,16	0,29 0,24 0,11	0,25 0,20 0,07	0,20 0,15 0,05	0,18 0,14 0,04	0,16 0,12 0,03	0,15 0,10 0,02	0,14 0,12 0,01	0,13 0,09 0,01	0,12 0,08 0	0,11 0,07 0	0,10 0,06 0	
			12	750 y más 500 150	0,69 0,58 0,40	0,86 0,85 0,81	0,89 0,88 0,88	0,90 0,88 0,91	0,90 0,89 0,91	0,91 0,92 0,93	0,91 0,92 0,93	0,91 0,92 0,93	0,92 0,93 0,94	0,92 0,93 0,94	0,93 0,94 0,95	0,93 0,94 0,95	0,94 0,95 0,96	0,95 0,96 0,99	0,95 0,96 0,99	0,50 0,48 0,35	0,50 0,48 0,33	0,50 0,48 0,33	0,50 0,48 0,33	0,50 0,48 0,33	0,50 0,48 0,33	0,50 0,48 0,33	0,50 0,48 0,33	0,50 0,48 0,33	0,50 0,48 0,33	0,50 0,48 0,33	0,50 0,48 0,33	0,50 0,48 0,33
	24			750 y más 500 150	0,23 0,17 0	0,33 0,33 0,48	0,41 0,44 0,66	0,47 0,52 0,76	0,52 0,56 0,82	0,57 0,61 0,87	0,61 0,66 0,91	0,66 0,69 0,93	0,69 0,72 0,95	0,72 0,74 0,97	0,74 0,77 0,99	0,77 0,79 0,99	0,79 0,81 0,99	0,81 0,83 0,99	0,83 0,85 0,99	0,39 0,32 0,23	0,32 0,27 0,16	0,32 0,26 0,11	0,27 0,20 0,07	0,25 0,18 0,05	0,23 0,16 0,03	0,20 0,14 0,02	0,18 0,12 0,01	0,16 0,10 0	0,14 0,08 0	0,12 0,07 0	0,11 0,06 0	
		16		750 y más 500 150	0,57 0,47 0,07	0,64 0,60 0,53	0,68 0,67 0,70	0,72 0,74 0,78	0,73 0,77 0,84	0,73 0,77 0,86	0,74 0,77 0,88	0,75 0,79 0,91	0,76 0,80 0,93	0,77 0,81 0,95	0,78 0,83 0,97	0,79 0,84 0,99	0,80 0,86 0,99	0,81 0,87 0,99	0,82 0,88 0,99	0,39 0,32 0,23	0,32 0,27 0,16	0,32 0,26 0,11	0,27 0,20 0,07	0,25 0,18 0,05	0,23 0,16 0,03	0,20 0,14 0,02	0,18 0,12 0,01	0,16 0,10 0	0,14 0,08 0	0,12 0,07 0	0,11 0,06 0	
			12	750 y más 500 150	0,75 0,68 0,34	0,77 0,77 0,72	0,79 0,81 0,84	0,80 0,84 0,86	0,84 0,86 0,88	0,86 0,88 0,92	0,88 0,89 0,92	0,89 0,89 0,95	0,89 0,89 0,97	0,91 0,92 0,98	0,91 0,92 0,99	0,91 0,92 0,99	0,91 0,92 0,99	0,91 0,92 0,99	0,91 0,92 0,99	0,35 0,33 0,23	0,34 0,32 0,23	0,32 0,29 0,16	0,27 0,23 0,07	0,25 0,18 0,05	0,23 0,16 0,03	0,20 0,14 0,02	0,18 0,12 0,01	0,16 0,10 0	0,14 0,08 0	0,12 0,07 0	0,11 0,06 0	

Tabla 7.11 Factor de almacenamiento de la carga debido al alumbrado.

Consideraremos un peso de 500 kg/m² de superficie de suelo y un alumbrado fluorescente no empotrado.

Para un funcionamiento de 12 horas, el factor de almacenamiento es de 0,36.

7.1.1.6.6. Carga térmica interior total

$$Q_{\text{térmica int.}} = Q_{\text{ilum.}} \cdot f_{\text{alm.}} \cdot f_{\text{diversidad}} + Q_{\text{ocup.}} \cdot f_{\text{alm.}}$$

$$Q_{\text{térmica int.}} = 540 \cdot 0,5 \cdot 0,36 + 720 \cdot 0,6 = 529,2 \text{ W}$$

7.1.2. Carga térmica latente

La carga latente debido a la piscina la tendremos en cuenta en el apartado 7.3. Ahora solo calcularemos la carga latente por ventilación y ocupación.

7.1.2.1. Carga por ventilación.

$$Q_{\text{ventilación}} = V_{\text{ventilación}} \cdot (W_{\text{vent}} - W_{\text{interior}}) \cdot \frac{h_{fg}}{v_{\text{vent}}}$$

Teniendo en cuenta la tabla del apartado 7.1.1.6 y un valor de h_{fg} de 2501 kJ/kg hallamos la carga latente:

$$Q_{\text{ventilación}} = \frac{353}{3600} \cdot (0,01297 - 0,01558) \cdot \frac{2501000}{1,1481} = -557,5 \text{ W}$$

7.1.2.2. Carga por ocupación.

Vamos a tener en cuenta la carga latente aportada por los ocupantes de la piscina, teniendo en cuenta que hay un aforo máximo de 9 personas y la tabla 7.10 del apartado 7.1.1.6.2.

A la hora de hallar la carga latente aportada por la ocupación hemos tenido en cuenta un error del 20% ya que la tabla de la que disponíamos solo nos indicaba la ganancia a 25°C.

Para una persona a 25°C haciendo ejercicio físico continuo tenemos una ganancia latente de 285 W para hombre y 212 W para mujer, por lo que utilizaremos la media, 248 W. Teniendo en cuenta el 20% de error, tendremos 297,6 W de ganancia latente.

$$Q_{ocupación} = n \cdot C_{latente}$$

Aforo máximo: 9 ocupantes.

$$Q_{ocup. latente} = 9 \cdot 297,6 W = 2678,4 W$$

7.2. Carga de calefacción

La carga de calefacción la hallaremos utilizando condiciones de invierno, ya que es cuando la temperatura exterior es mínima y mayor potencia de calefacción necesitaremos. Para tener las condiciones más desfavorables posibles, consideraremos que es un día muy nublado sin radiación solar y que no hay ocupantes en la piscina, permaneciendo las luces apagadas.

7.2.1. Carga térmica sensible.

7.2.1.1. Carga por transmisión de los cerramientos exteriores.

Igual que hemos utilizado un circuito térmico anteriormente para simplificar los cálculos, haremos lo mismo con la carga de transmisión en calefacción. La única diferencia son las temperaturas exteriores.

La conductividad del vidrio y el coeficiente de convección hallado en el código técnico de la edificación son los mismos.

Posición del cerramiento: vertical

Flujo de calor: horizontal

Resistencia térmica superficial exterior: 0,04 m² K/W

Resistencia térmica superficial de la piscina: 0,13 m² K/W

Vidrio: Transmitancia, U=3 W/m² K

$$R_{\text{térmica superficial}} = \frac{1}{h}$$

$$h_{\text{conv, ext}} = \frac{1}{0,04} = 25 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

$$h_{\text{conv, int}} = \frac{1}{0,13} = 7,7 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Circuito equivalente:

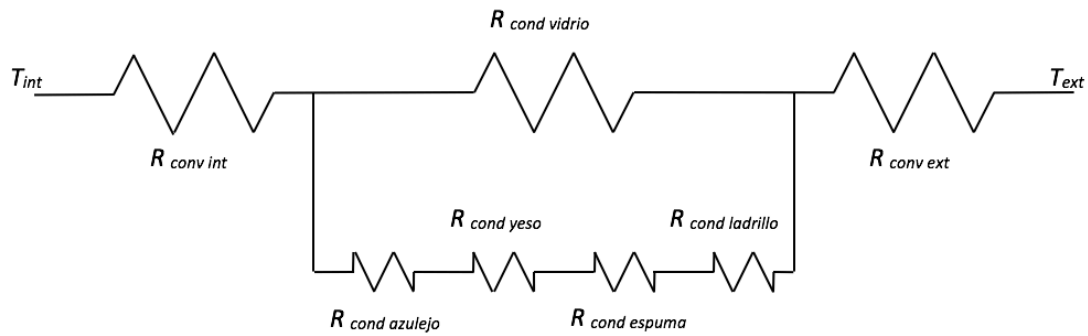


Figura 7.13 Circuito térmico cerramientos exteriores cerramientos exteriores en invierno

$$q = UA \Delta T = U \cdot A \cdot (T_{ext} - T_{int})$$

$$UA = \frac{1}{R_T}$$

$$A_{ext\ vidrio} = (12 + 9 + 4,5) \cdot 2,5 + 72,57 = 136,32 \text{ m}^2$$

$$A_{ext\ muro} = 4,5 \cdot 2,5 = 11,25 \text{ m}^2$$

$$R_{conv,ext} = \frac{1}{h A} = \frac{1}{25 \cdot 147,57} = 2,71 \cdot 10^{-4} \frac{k}{W}$$

$$R_{cond,vidrio} = \frac{1}{UA} = \frac{1}{3 \cdot 136,32} = 2,44 \cdot 10^{-3} \frac{k}{W}$$

$$R_{cond\ azulejo} = \frac{L}{k A} = \frac{0,007}{1,3 \cdot 11,25} = 4,78 \cdot 10^{-4} \frac{k}{W}$$

$$R_{cond\ espuma} = \frac{L}{k A} = \frac{0,050}{0,033 \cdot 11,25} = 0,13 \frac{k}{W}$$

$$R_{cond\ ladrillo} = \frac{L}{k A} = \frac{0,012}{1,4 \cdot 11,25} = 7,62 \cdot 10^{-4} \frac{k}{W}$$

$$R_{cond\ yeso} = \frac{L}{k A} = \frac{0,01}{0,81 \cdot 11,25} = 1,097 \cdot 10^{-3} \frac{k}{W}$$

$$R_{T\ cond\ cerramientos\ ext}$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{R_{cond\ ladrillo} + R_{cond\ azulejo} + R_{cond\ espuma} + R_{cond\ yeso}} + \frac{1}{R_{cond\ vidrio}}}$$

$$= 2,39 \cdot 10^{-3} \frac{k}{W}$$

$$R_{conv,int} = \frac{1}{h A} = \frac{1}{7,7 \cdot 147,57} = 8,8 \cdot 10^{-4} \frac{k}{W}$$

$$\sum R_{Tot} = R_{T\ cond\ cerramientos\ ext} + R_{conv,int} + R_{conv,ext} = 2,39 \cdot 10^{-3} + 2,71 \cdot 10^{-4}$$

$$+ 8,8 \cdot 10^{-4} = 3,55 \cdot 10^{-3} \frac{k}{W}$$

$$Q = \frac{T_{ext} - T_{int}}{R_{Tot}} = \frac{5,6 - 28}{3,55 \cdot 10^{-3}} = -6309,86 W$$

7.2.1.2. Carga por transmisión del muro interior.

Ésta será igual que en el apartado 7.1.1.3 ya que las temperaturas interiores son constantes.

$$Q = -389,86 W$$

7.2.1.3. Carga por radiación de los cerramientos.

Debido a la baja temperatura en la que trabajamos, las radiaciones emitidas y absorbidas son despreciables.

7.2.1.4. Carga por ventilación

Vamos a repetir todo lo que hemos hecho en el apartado 7.1.1.5, pero con las condiciones exteriores de invierno.

$$Q_{\text{ventilación}} = V_{\text{ventilación}} \cdot (T_{s,\text{ext}} - T_{s,\text{interior}}) \cdot \frac{c_{p_{\text{as}}}}{v_{\text{vent}}}$$

Donde:

$V_{\text{ventilación}}$ = Caudal de aire de ventilación m^3/s

$T_{s,\text{vent}}$ = Temperatura seca de ventilación

$T_{s,\text{int}}$ = Temperatura seca interior

$c_{p_{\text{as}}}$ = Calor específico del aire seco (kJ/kgK)

H_{fg} = Calor latente de evaporación (kJ/kgK)

W_{vent} = Humedad específica del aire de ventilación ($\text{kg}_{\text{agua}}/\text{kg}_{\text{aire}}$)

V_{vent} = volumen específico del aire de ventilación. ($\text{m}^3/\text{kg}_{\text{aire}}$)

Utilizamos el programa del psicrométrico de Atecyr para hallar las condiciones de temperatura tanto de exterior como de interior.

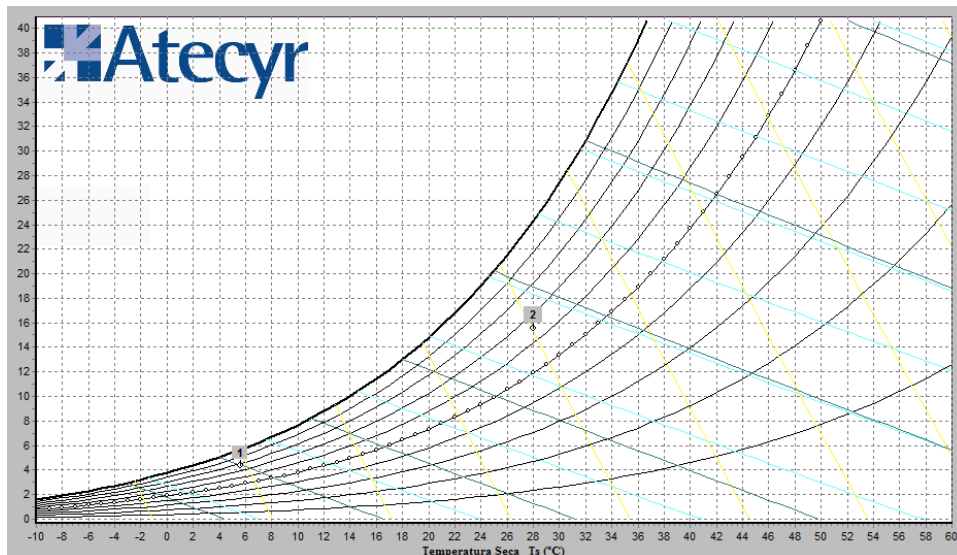


Figura 7.14 Punto de aire exterior e interior en invierno

<u>Transformaciones realizadas</u>										
Presión total = 100630 Pa equivalente a 1006 mbar correspondientes a una altitud de 57 m										
Punto	Ts(°C)	Hr (%)	W(g/kgas)	Th(°C)	Tr(°C)	h(kJ/kgas)	Pv(Pa)	Den(kgas/m3)	ve(m3/kgas)	Caudal(m3/h)
1	5,6	77	4,36	3,92	1,89	16,58	700	1,2491	0,8006	
2	28	65	15,58	22,88	20,81	67,93	2458	1,1359	0,8804	

Figura 7.15 Condiciones termohigrométricas de la temperatura de mezcla en invierno.

Hallamos la carga de ventilación:

$$Q_{\text{ventilación sensible}} = \frac{352,8}{3600} \cdot (5,6 - 28) \cdot \frac{1000}{0,8804} = -2493,4 \text{ W}$$

7.2.2. Carga térmica latente.

7.2.2.1. Carga por ventilación.

La carga latente debido a la piscina y la ocupación la tendremos en cuenta en el apartado 7.3. Ahora solo calcularemos la carga latente por ventilación.

$$Q_{\text{ventilación}} = V_{\text{ventilación}} \cdot (W_{\text{vent}} - W_{\text{interior}}) \cdot \frac{h_{fg}}{v_{\text{vent}}}$$

Teniendo en cuenta la tabla del apartado 7.10 y un valor de h_{fg} de 2501 kJ/kg hallamos la carga latente:

$$Q_{\text{ventilación latente}} = \frac{353}{3600} \cdot (0,00436 - 0,01558) \cdot \frac{2501000}{0,8724} = -3154 \text{ W}$$

7.3. Carga constante todo el año

7.3.1. Pérdidas por evaporación del agua.

Esta pérdida se debe a la evaporación del agua en la superficie de la piscina, y en los ocupantes, además de la evaporación del agua en la playa de la piscina.

La masa de agua evaporada la hemos calculado en el apartado 6. Por lo que procedemos a hallar el calor latente de evaporación.

$$Q_E = M_E \cdot C_V$$

$$C_V \text{ a } 28^\circ\text{C} = 676,99 \text{ W}\cdot\text{h/kg}$$

$$Q_E = 8,91 \cdot 676,99 = 6031,98 \text{ Wh}$$

Como la piscina solo está 12 horas en funcionamiento, deberemos de considerar estas horas en la carga, ya que cuando no está en funcionamiento se cubre por una lona para evitar la evaporación.

$$Q_E = \frac{8,91 \cdot 676,99}{12} = 502,66 \text{ W}$$

7.3.2. Pérdidas por convección de la superficie del agua.

Intercambio de calor entre el agua de la piscina y el aire ambiente debido a la diferencia de temperatura entre ambos.

Este valor es despreciable en piscinas cubiertas debido a que no hay suficiente salto de temperatura, es solo de 1 o 2°C.

7.4. Cargas totales

Cargas	Refrigeración	Calefacción
Carga sensible		
Radiación solar a través del cristal	20491 W	0
Transmisión de los cerramientos exteriores	-563,22 W	-6309,86 W
Transmisión a través del muro	-389,86 W	-389,86 W
Ventilación	-170,81 W	-2493,4W
Iluminación	97,2 W	0
Ocupación	784,8 W	0
Carga latente		
Ventilación	-557,5	-3154W
Ocupación	2678,4 W	0
Carga constante todo el año		
Pérdidas por evaporación del agua	-502,66 W	
Cargas totales	21867,35 W	-12849,78 W

Tabla 7.12 Cargas de refrigeración y calefacción totales.

8. Disminución de las cargas

En el capítulo anterior hemos calculado una ganancia térmica de casi 22 kW de calor y 13 kW de pérdidas. Esta carga es muy grande para un volumen de 319,31 m³ y si no lo solucionamos, vamos a tener un equipo sobredimensionado que solo trabajará al 100% en los picos de ganancia máxima, manteniendo el resto del tiempo condiciones ambientales muy inferiores a las de proyecto.

Para solucionar este problema hemos decidido varias soluciones. La primera será instalar unas persianas interiores que se colocaran junto a la ventana de manera que disminuya la insolación a la piscina. La segunda será poner un muro en la ventana que da hacia el oeste ya que, aunque la radiación no sea muy grande, las pérdidas si lo son. Además, así evitamos los efectos de los vientos sobre esta cara de la piscina. Por último, taparemos la cubierta con algún material aislante, ya que las pérdidas por ésta son enormes y es aquí donde existe la máxima radiación.

8.1. Incorporación de persianas.

Las persianas serán tipo venecianas con listones inclinados unos 45º, de pino blanco con un color beige y una conductividad de 0,116 W/mK.

Hay un total de 7 listones de madera de 15 cm de ancho, y 20 cm entre ellos. Las persianas irán colocadas en la ventana del norte y la del este.

8.2. Re-cálculo de la ganancia solar con persiana.

Antes de comenzar con el cálculo de la ganancia solar, debemos de hallar el nuevo coeficiente global de insolación, debido a la incorporación de persianas. Para un vidrio doble de 4mm, y unas persianas interiores tendremos un coeficiente de insolación de 0,36 según la tabla 7.7 del apartado 7.1.1.1.3.

$$Q_{rad} = R_s \cdot f_{alm} \cdot f_{sombra} \cdot f_{coef\ global\ ins.} \cdot A$$

R_s = Radiación solar W/m^2

f_{alm} =factor de almacenamiento

f_{sombra} =factor de sombra

$f_{coef\ global\ ins.}$ = coeficiente global de insolación

A = Área de incidencia

Muro este: $Q = 678 \cdot 0,58 \cdot 1 \cdot 0,36 \cdot 11,25 = 1,59\text{ kW}$

Muro norte: $Q = 148 \cdot 0,89 \cdot 1 \cdot 0,36 \cdot 30 = 1,42\text{ kW}$

Al tapar la cubierta y el muro del oeste solo habrá radiación en las ventanas del norte y este, con un total de 3,01 kW.

8.3. Cerramiento de la ventana del oeste y la cubierta.

Como hemos dicho anteriormente la carga de refrigeración es enorme debido a las pérdidas de calor por los cerramientos. Por lo que hemos decidido poner un muro en el ventanal del oeste, así disminuimos también el impacto de las corrientes de viento. Además de aislar la cubierta.

El muro vamos a construirlo de manera que aísle bien las ráfagas de viento en invierno, para ello vamos a introducir una capa de aislante con poliestireno extruido de 5 cm de espesor. Este material tiene una conductividad de 0,033 W/mK. Entre éste y el ladrillo habrá un espacio de aire de 4 cm de espesor. El aire tiene una conductividad de 0,024 W/mK. Por último, el ladrillo con conductividad de 1,4 W/mK. Esto irá recubierto de una capa de yeso ($K= 0,81\text{ W/mK}$) y decorado con azulejos de 7 mm de ancho ($K=1,3\text{ W/mK}$).

La cubierta vamos a aislarla del siguiente modo; Colocaremos unos palés de madera justo encima del vidrio para darle una condición estética, además que la madera tiene muy baja conductividad (0,13 W/mK), a continuación, incluiremos una capa de aislante de poliestireno extruido de 9 cm de espesor ($k=0,033\text{ W/mk}$)

y sobre todo esto colocaremos unas tejas para evitar filtraciones de agua. ($k=0,76$ W/mk).

8.4. Re-cálculo de la transmisión de los cerramientos exteriores debido a las persianas y el cerramiento de la ventana y cubierta.

Posición del cerramiento: vertical

Flujo de calor: horizontal

Resistencia térmica superficial exterior: $0,04 \text{ m}^2 \text{ K/W}$

Resistencia térmica superficial de la piscina: $0,13 \text{ m}^2 \text{ K/W}$

Vidrio monolítico (4-10-4): Transmitancia $U = 1,7 \text{ W/m}^2\text{K}$

$$R_{\text{térmica superficial}} = \frac{1}{h}$$

$$h_{\text{conv, ext}} = \frac{1}{0,04} = 25 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

$$h_{\text{conv, int}} = \frac{1}{0,13} = 7,7 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Circuito equivalente:

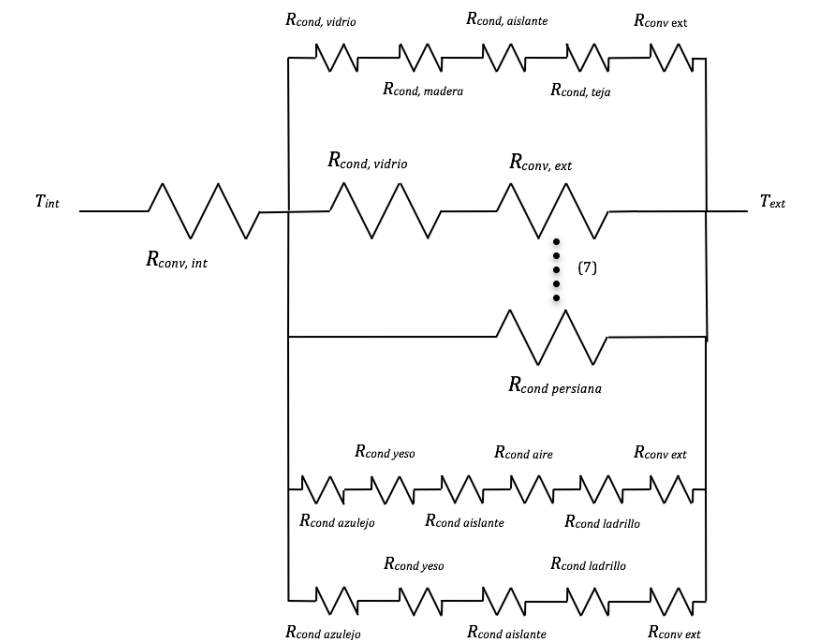


Figura 8.1 Circuito equivalente de persianas y cerramientos exteriores

$$q = UA \Delta T = U \cdot A \cdot (T_{ext} - T_{int})$$

$$UA = \frac{1}{R_T}$$

$$A_{vidrio} = (12 + 4,5) \cdot 2,5 = 41,25 \text{ m}^2$$

$$A_{muro \text{ nuevo}} = 22,5 \text{ m}^2$$

$$A_{muro \text{ este}} = 11,25 \text{ m}^2$$

$$A_{cubierta} = 72,57 \text{ m}^2$$

$$R_{cond \text{ muro nuevo}}$$

$$\begin{aligned} &= R_{cond,azulejo} + R_{cond,yeso} + R_{cond,aislante} + R_{cond,laire} \\ &+ R_{cond,ladrillo} + R_{conv \text{ ext muro}} \\ &= \frac{0,007}{1,3 \cdot 22,5} + \frac{0,01}{0,81 \cdot 22,5} + \frac{0,05}{0,033 \cdot 22,5} + \frac{0,04}{0,024 \cdot 22,5} + \frac{0,012}{1,4 \cdot 22,5} \\ &+ \frac{1}{25 \cdot 22,5} = 0,144 \frac{k}{W} \end{aligned}$$

$$R_{cond \text{ muro este}}$$

$$\begin{aligned} &= R_{cond,azulejo} + R_{cond,yeso} + R_{cond,aislante} + R_{cond,ladrillo} \\ &+ R_{conv \text{ ext muro}} \\ &= \frac{0,007}{1,3 \cdot 11,25} + \frac{0,01}{0,81 \cdot 11,25} + \frac{0,05}{0,033 \cdot 11,25} + \frac{0,012}{1,4 \cdot 11,25} \\ &+ \frac{1}{25 \cdot 11,25} = 0,141 \frac{k}{W} \end{aligned}$$

$$R_{cubierta} = R_{cond \text{ cristal}} + R_{cond \text{ madera}} + R_{cond \text{ aislante}} + R_{cond \text{ teja}}$$

$$\begin{aligned} &+ R_{conv \text{ ext cubierta}} \\ &= \frac{1}{1,7 \cdot 72,57} + \frac{0,02}{0,13 \cdot 72,57} + \frac{0,09}{0,033 \cdot 72,57} + \frac{0,012}{0,76 \cdot 72,57} \\ &+ \frac{1}{25 \cdot 72,57} = 0,048 \frac{k}{W} \end{aligned}$$

$$R_{cond \text{ madera persiana}} = \frac{L}{k A} = \frac{0,2}{0,116 \cdot 2,475} = 0,69 \frac{k}{W}$$

$$R_{conv\ ext\ vidrio} = \frac{1}{h\ A} = \frac{1}{25 \cdot 41,25} = 9,69 \cdot 10^{-4} \frac{k}{W}$$

$$\begin{aligned} R_{vidrio\ total} &= R_{cond\ vidrio} + R_{cond\ total\ persiana} \\ &= \frac{1}{U \cdot A} + \frac{1}{\frac{1}{R_{ext\ vidrio}} + \frac{N}{R_{madera\ persiana}}} \\ &= \frac{1}{1,7 \cdot 41,25} + \frac{1}{\frac{1}{9,69 \cdot 10^{-4}} + \frac{7}{0,69}} = 0,014 + 9,6 \cdot 10^{-4} = 0,016 \frac{k}{W} \end{aligned}$$

Vamos a hallar la resistencia de los cuatro paralelos, para ello primero hallamos el paralelo de la resistencia del muro nuevo con el cerramiento de cristal.

$$R_{muro\ nuevo\ y\ cristal} = \frac{1}{\frac{1}{R_{muro\ nuevo}} + \frac{1}{R_{cristal}}} = \frac{1}{\frac{1}{0,144} + \frac{1}{0,016}} = 0,0144 \frac{k}{W}$$

Y ahora esta, con la resistencia del muro del este.

$$\begin{aligned} R_{muro\ nuevo, cristal\ y\ muro\ este} &= \frac{1}{\frac{1}{R_{muro\ nuevo\ y\ cristal}} + \frac{1}{R_{muro\ este}}} = \frac{1}{\frac{1}{0,0144} + \frac{1}{0,141}} \\ &= 0,013 \frac{k}{W} \end{aligned}$$

Y por último, con la cubierta.

$$\begin{aligned} R_{muro\ nuevo, cristal, muro\ este\ y\ cubierta} &= \frac{1}{\frac{1}{R_{muro\ nuevo, cristal\ y\ muro\ este}} + \frac{1}{R_{cubierta}}} \\ &= \frac{1}{\frac{1}{0,013} + \frac{1}{0,048}} = 0,01 \frac{k}{W} \\ R_{conv, int} &= \frac{1}{h\ A} = \frac{1}{7,7 \cdot 147,57} = 8,8 \cdot 10^{-4} \frac{k}{W} \end{aligned}$$

$$\sum R_{Tot} = R_{conv, int} + R_{muro\ nuevo, cristal, muro\ este\ y\ cubierta} = 0,011 \frac{k}{W}$$

$$Q_{calefacción} = \frac{T_{ext} - T_{int}}{R_{Tot}} = \frac{5,6 - 28}{0,011} = -2 \text{ KW}$$

$$Q_{refrigeracion} = \frac{T_{ext} - T_{int}}{R_{Tot}} = \frac{24 - 28}{0,011} = -363,6 \text{ W}$$

Cargas	Refrigeración	Calefacción
Carga sensible		
Radiación solar a través del cristal	3018,2 W	0
Transmisión de los cerramientos exteriores	-363,6 W	-2006,3 W
Transmisión a través del muro	-389,86 W	-389,86 W
Ventilación	-170,81 W	-2493,4W
Iluminación	97,2 W	0
Ocupación	432 W	0
Carga latente		
Ventilación	-557,5 W	-3154 W
Ocupación	2678,4 W	0
Carga constante todo el año		
Pérdidas por evaporación del agua	-502,66 W	
Cargas totales	4241,37 W	-8546,22 W

Tabla 8.1 Cargas de refrigeración y calefacción totales con incorporación de persianas, con muro oeste y cubierta tapada.

Hemos disminuido considerablemente las cargas térmicas, 4,2 kW de carga de refrigeración y 8,5 kW en carga de calefacción. La carga de calefacción es difícil de solucionar ya que el vidrio es un material con una alta conductividad, por lo que las pérdidas a través de él van a ser siempre elevadas. Además de tener una gran diferencia de temperatura entre el exterior e interior.

9. Sistemas de climatización

Como hemos dicho anteriormente, el diseño del sistema de climatización se concreta en la elección y dimensionado de los equipos que forman cada subsistema.

Ya hemos realizado el análisis de las cargas térmicas para el periodo de funcionamiento. Esto, junto con el coste, espacio, niveles de ruido, calidad del aire... conduce a la elección del tipo de sistema.

Una vez que tengamos el tipo de sistema escogido y todos los elementos que lo van a formar, deberemos elegir de entre todos los equipos del mercado, el más competitivo.

Hay varios programas de selección desarrollados por los fabricantes, pero para hacer uso de ellos es imprescindible conocer los fundamentos en los que se basan, así como los datos para su funcionamiento y qué resultados son acordes con lo buscado. Es por ello, que para la selección del sistema recurriremos directamente a los catálogos de los fabricantes.

9.1. Proceso de diseño y selección del equipo

Hay que tener en cuenta que hay muchos tipos y maneras de clasificar a los sistemas de acondicionamiento, no existe una solución única. Los criterios de selección incluyen aspectos económicos y técnicos. Es decir, la capacidad que tengan de mantener nuestras condiciones de confort al menor consumo energético posible.

Las condiciones de confort no solo deben de tener en cuenta la temperatura y humedad del local, sino un equipo que garantice una buena distribución del aire; que evite estratificación del aire, que no impulse sobre la superficie del vaso sino sobre los cerramientos exteriores, y que permita una tasa de circulación adecuada.

Es por ello que además de elegir el diseño correcto del sistema se debe de estudiar una configuración de los conductos y elegir dónde se impulsará y donde se retornará.

9.2. Tipos de equipos de tratamientos de aire.

Nuestra prioridad aparte de acondicionar el aire del local es disminuir la cantidad de humedad existente en él, por lo que nos centraremos en los sistemas que lleven a cabo esa tarea.

Hay muchos tipos de sistemas de tratamiento de aire;

- Sistemas de expansión directa
- Sistemas todo-agua
- Sistemas todo-aire
- Sistemas aire-agua
- Bomba de calor

9.2.1. Sistemas de expansión directa

El sistema acondicionado más elemental es una unidad de expansión directa. Este sistema se caracteriza por tener un circuito frigorífico, además de una toma de aire exterior, toma de aire de retorno o interior, filtros y ventiladores. El sistema frigorífico contiene, un compresor, un condensador y una evaporadora. Si a este sistema le añadimos una batería de calefacción este sistema puede funcionar todo el año.

El control de estas unidades suele ser muy sencillo y se compone de elementos todo-nada.

9.2.2. Sistemas todo-agua

Son aquellas que utilizan como fluido calo portador una corriente de agua, donde se dirige desde una unidad centralizada, al local a acondicionar y un sistema terminal se encargara de acondicionar el local.

Estos sistemas se componen de varios elementos y normalmente están destinados a edificios con muchas habitaciones o aquellos donde haya que acondicionar varios locales a la vez.

El sistema central suele ser un aparato de refrigeración (compresor, condensador y evaporadora) y esta combinada con una bomba, tuberías de agua y una torre de refrigeración donde enfría el agua del condensador.

La unidad terminal suele ser un fan-coil. Un intercambiador de frio o de calor y un ventilador, donde el aire es impulsado al local.

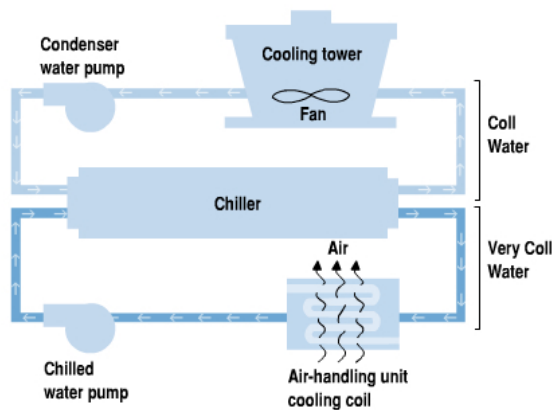


Figura 9.1 Sistema todo-agua

9.2.3. Sistemas todo-aire

Este sistema se encarga de compensar las variaciones de carga interna en el local variando el caudal de aire que se impulsa. Controla dos corrientes y calcula la proporción de mezcla necesaria para tener unas condiciones de confort. Una corriente es fría y varía de caudal, la otra es a caudal constante, fría en verano y caliente en invierno y de temperatura variable para compensar.

Otra opción que tiene es variar el aire impulsado según el aire de recirculación, de modo que con un bypass se calcula la proporción adecuada de aire de recirculación y aire exterior.

Esto es usado normalmente en edificios con varios pisos o en edificios destinados a un objeto.

9.2.4. Sistemas aire-agua.

Se suelen instalar en sistemas terminales donde sirven para aportar calor o frío al aire primario. El aire primario procedente de un conducto principal es el encargado de proporcionar las necesidades de ventilación, y el control de la humedad.

Se trata de una batería agua-aire, donde por el serpentín circula agua fría o caliente dependiendo de las condiciones requeridas. Es un sistema muy barato, tanto de coste como gasto de explotación.

Aunque suelen ser sistemas terminales se puede utilizar como un equipo de deshumectación principal, con dos baterías de agua. Por la primera batería circula agua fría que se encarga de disminuir la temperatura hasta el punto de saturación y la segunda de calor, para acondicionar el aire una vez deshumectado.

Se puede llegar a obtener temperaturas muy uniformes y su control es bastante sencillo.

9.2.5. Bombas de calor

Este sistema es un ciclo de refrigeración capaz de desplazar la energía calorífica del exterior al interior o viceversa.

Es un sistema que se basa en el ciclo de Carnot, con un condensador, compresor, evaporador y válvula de expansión. Para que esto funcione es necesario que la válvula de expansión sea de doble sentido y que haya una válvula de 4 vías a la salida del compresor. Con esto podremos cambiar el sentido de

circulación del flujo, obteniendo calefacción en invierno y refrigeración en verano. A continuación, en la figura 8.2 podemos observar una bomba de calor en sus dos modos de funcionamiento.

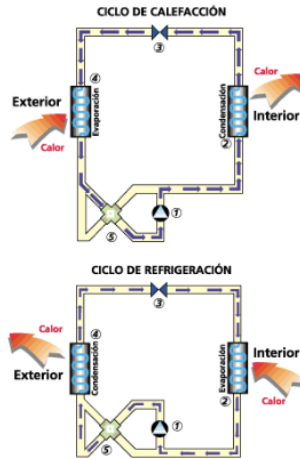


Figura 9.2 Funcionamiento de la bomba de calor

Los elementos que lo componen los hemos descrito en el apartado 3.1.

Para conocer la eficiencia de este sistema se utiliza el COP.

9.3. Selección de equipo.

Después de estudiar todas las opciones posibles, hemos decidido utilizar un sistema de expansión directa.

Nuestro local no tiene un caudal muy grande, por lo que no es necesario disponer de un sistema general central ya que solo queremos climatizar la piscina. Por lo que debe de ser un equipo independiente y compacto.

Los sistemas de expansión directa se pueden incorporar en un climatizador que se coloca en el techo y ocupa poco espacio. Es un sistema muy económico, consume poca energía y tiene una gran eficiencia. Además, tiene la opción de instalarle elementos extra si es necesario, así como una batería de agua para calentar por caldera.

Una ventaja muy importante es el fácil mantenimiento, por lo que a la hora de seleccionar en el mercado nos aseguraremos que tenga paneles desmontables.

Los sistemas centrales tienen gran costo de mantenimiento y de consumo.

He considerado la opción de incorporar una bomba de calor, para poder refrigerar en verano y calentar en invierno. Pero las condiciones exteriores en invierno son ideales para deshumectar, por lo que solo necesitaríamos calentar. Es por ello que no necesitamos un sistema frigorífico en invierno, solo una batería de calor.

Así que por último el sistema elegido será un climatizador con un sistema frigorífico de expansión directa. Podremos incorporar una batería de calor si es necesario. A esto lo llamaremos deshumectadora.

9.4. Elementos de los climatizadores

Un climatizador o unidad de tratamiento de aire (UTA) es un elemento o máquina diseñado para filtrar y tratar el aire, tanto de exterior como de recirculación, para así obtener las condiciones de impulsión requeridas para acondicionar nuestro local, modificando tanto la temperatura como el porcentaje de agua en el aire.

Para diseñar un climatizador se debe de elegir minuciosamente el tipo de elemento y sus características para su finalidad y su caudal máximo. Estos criterios de selección son tanto energéticos, como de precio y espacio.

Según las condiciones que se quieren conseguir, cada climatizador puede estar dotado de unas secciones u otras. Las secciones más comunes son:

- Tomas de aire
- Sección de filtrado
- Sección de enfriamiento gratuito
- Sección de enfriamiento adiabático
- Sección de recuperación de energía
- Baterías de frío o calor
- Aerotermo
- Humidificación
- Deshumectación
- Ventilador
- Silenciador

Hay fabricantes que dimensionan el climatizador a tu medida, pero lo general es que tengan una gama estandarizada y te adecues a ella. La altura y anchura de los muebles son predeterminados pudiendo variar la longitud según el tipo y la cantidad de secciones que necesites. Esta sección (altura x anchura) se

diseña en base al caudal máximo que puede soportar, para que la velocidad de paso no exceda los límites y así no haya arrastre de gotas ni pérdidas de carga excesiva. Esta pérdida de carga máxima se indica en el RITE. Lo veremos más en detalle en los siguientes apartados.

Las secciones se montan sobre una bancada, es decir un perfil metálico que sirve de apoyo. Entre las secciones y el exterior se aísla (con lana de roca, fibra de vidrio, poliuretano..) para que no haya transferencia de energía. Los espesores del aislamiento y la fabricación de la bancada dependen de cada fabricante. La chapa exterior debe de ir reforzada con algún acabado dependiendo de su uso. Por ejemplo, aquellos que vayan en ambiente salino deben de ir recubiertos con epoxi.

Los climatizadores deben ir dotados de puertas para poder acceder al interior en caso de avería o de inspección. Así como mirillas y alumbrado, para poder ver dentro sin necesidad de abrir la puerta, ya que se tendría que parar el sistema.

9.4.1. Filtros

Los componentes del climatizador deben de ir protegidos de cualquier agente externo, además de filtrar el aire para aumentar la calidad. Por ello es obligatorio tener sección de filtrado. El RITE exige una cierta calidad de aire dependiendo de la función del edificio, estas calidades se especifican en la categoría de clase interior (IDA) y la categoría de aire exterior (ODA).

IDA 1: Calidad del aire óptima (hospitales, clínicas, laboratorios..)

IDA 2: Calidad de aire buena (oficinas, museos, hoteles..)

IDA 3: Calidad de aire media (cafeterías, salas de fiestas, cines..)

Debe de haber como mínimo dos etapas de filtración. La primera en las entradas de aire del climatizador, junto a la compuerta de aire exterior o proveniente del local. Y la segunda justo después del sistema frigorífico y ventiladores, y antes de impulsar al local, para evitar el arrojado de cualquier tipo de partículas, siendo ésta de un grado de filtración mayor que la primera.

Tabla 1.4.2.5 Clases de filtración				
Calidad del aire exterior	Calidad del aire interior			
	IDA 1	IDA 2	IDA 3	IDA 4
ODA 1	F9	F8	F7	F5
ODA 2	F7 + F9	F6 + F8	F5 + F7	F5 + F6
ODA 3	F7+GF (*)+F9	F7+GF+F9	F5 + F7	F5 + F6

Tabla 9.1 Tabla clases de filtración.

En esta tabla podremos ver los filtros necesarios según la calidad de aire que dispongamos.

9.4.2. Sección de mezcla.

Cualquier climatizador con recirculación debe de tener una sección de mezcla. Como hemos visto anteriormente en las cargas de filtración, el RITE obliga a introducir un mínimo de 2,5 L/s m² de aire exterior. Por lo que en esta sección se hace la mezcla de ambas corrientes de aire. Se dispone de dos compuertas, una de entrada de aire exterior y otra compuerta de entrada de aire recirculado.

Se dimensiona según el caudal que deba mezclar y las dimensiones de las compuertas deben ser las adecuadas para que la velocidad de paso ronde los 4 m/s.

9.4.3. Sección de free-cooling.

Cuando las condiciones de aire exterior son idóneas, es conveniente aprovechar su potencial tanto de enfriamiento como de deshumectación, de manera que el aire de la piscina es sustituido por aire exterior.

Este tipo de secciones constan normalmente de 3 compuertas. Una compuerta de entrada de aire exterior (1), otra de salida del aire de la piscina (2) y

una compuerta de recirculación (3). Si las condiciones exteriores son buenas, la compuerta de recirculación se cierra, quedando las otras dos compuertas abiertas al 100% y expulsando el aire de la piscina al exterior. Si las condiciones exteriores no son favorables, la compuerta de recirculación se abre totalmente, recirculando lo máximo posible, por lo que las compuertas de aire exterior y salida del aire del local quedan parcialmente abiertas para introducir el mínimo exigido.

A continuación, podemos ver un esquema de funcionamiento en la figura 9.4.

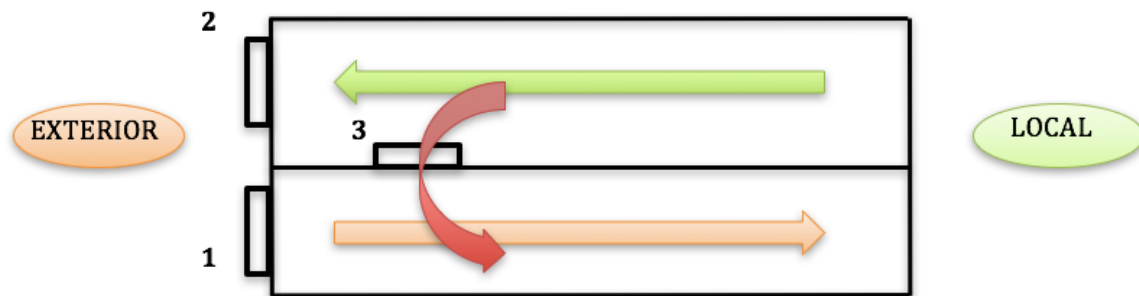


Figura 9.3 Esquema de funcionamiento de free-cooling.

9.4.4. Recuperador de placas

El RITE obliga a incorporar un recuperador de placas siempre y cuando el caudal de aire de expulsión sea mayor que 1800 m³/h. Es un sistema de ahorro muy eficiente y cada vez son más comunes.

Se trata de placas o aletas por las que fluye una corriente, la de retorno, por ejemplo, y por el otro lado otra corriente, la de aire exterior, a flujos cruzados. Entre las aletas se produce el intercambio de energía, sin producirse mezcla de aire.

Se caracterizan por tener alta eficiencia, ser muy resistentes a la presión, ya que tienen que soportar la diferencia de presión entre ambas corrientes para que no haya infiltraciones, y son resistentes a ambientes corrosivos.

Existe un elemento que se puede incorporar llamado bypass que sirve para cuando no se quiere recuperar energía. Una corriente circula por el bypass y la otra por las aletas, de modo que no hay contacto de superficies, por lo tanto, no hay transferencia de calor.

Los recuperadores de placas se deben de dimensionar de modo que no haya excesiva pérdida de carga, por lo que la distancia entre las aletas tiene que ser adecuada para el caudal que vaya a circular por ellas. La pérdida de carga máxima permitida por el RITE es de 150 Pa.

Para la selección del recuperador adecuado se utiliza un programa de selección llamado “Recuperator”. En él se debe introducir los datos de temperatura y humedad tanto en verano como en invierno, para exterior e interior, además del caudal previsto.

Por último, el RITE especifica la eficiencia mínima que debe de tener el recuperador dependiendo de las horas de funcionamiento y el caudal del aire de exterior introducido.

Tabla 2.4.5.1 Eficiencia de la recuperación										
Horas anuales de funcionamiento	Caudal de aire exterior (m³/s)									
	>0,5...1,5		>1,5...3,0		>3,0...6,0		>6,0...12		> 12	
	%	Pa	%	Pa	%	Pa	%	Pa	%	Pa
≤ 2.000	40	100	44	120	47	140	55	160	60	180
> 2.000 ... 4.000	44	140	47	160	52	180	58	200	64	220
> 4.000 ... 6.000	47	160	50	180	55	200	64	220	70	240
> 6.000	50	180	55	200	60	220	70	240	75	260

Tabla 9.2 Mínimo exigido por el RITE según la eficiencia de la recuperación

9.4.5. Recuperador rotativo.

Consiste en un recuperador con forma de rueda giratoria. En la mitad de la rueda circula una corriente de aire, retorno, por ejemplo y en la otra mitad la otra, exterior. La velocidad puede ser constante o variable, dependiendo de la diferencia de entalpía entre las dos corrientes. Si hay mucha diferencia, las rpm aumentan.

Estos recuperadores se utilizan en aquellas instalaciones que necesitan tanto recuperación sensible como latente, ya que además de recuperar calor, permite la recuperación de humedad por adsorción. El vapor de agua queda en las láminas de aluminio por capilaridad, cediendo el vapor a la corriente con menos humedad al girar.

Son idóneos para climas donde no se necesita de mucha deshumectación en verano.

9.4.6. Baterías.

Son intercambiadores de calor aire-agua o refrigerante-aire. Constan de tubos por donde circula el fluido y en flujo cruzado, el aire.

Estos tubos son normalmente de cobre, y las atletas de aluminio. Aunque a veces pueden ser de acero, o cobre-cobre.

Están diseñadas para modificar las condiciones del aire y así climatizar un local. Pueden variar tanto la temperatura como el contenido de agua del aire. La variación de entalpia del aire es la misma variación que la del fluido.

Para su diseño se deben de tener en cuenta muchos factores, así como las condiciones requeridas en la impulsión, la carga térmica máxima y, sobre todo, el caudal máximo a circular por ellas. La velocidad de paso en las baterías no debe de sobrepasar los 2,7 m/s ya que se podría producir el arrastre de gotas.

Para seleccionar una batería, existe un programa de selección llamado DBM, del fabricante italiano de baterías DBM. Para seleccionar la batería adecuada se ha de determinar, la geometría de la batería, así como el número de filas, la temperatura de entrada del agua o refrigerante, el salto térmico, el caudal que circulará a través de ella... Para ello se indica la temperatura de evaporación, condensación, subenfriamiento y sobrecalentamiento del refrigerante. Como hemos dicho en el apartado 3.1, cuánta mayor sea la temperatura de evaporación, mayor será la batería, ya que hay menos salto térmico y viceversa en cuanto a la temperatura de condensación.

Las baterías de frío pueden seguir un proceso sensible o con deshumectación. Las baterías con procesos sensibles modifican la temperatura seca del aire, sin modificar el contenido de agua. Es decir, enfrían sin llegar a la curva de rocío. Las de deshumectación, enfrían sensiblemente hasta la temperatura de rocío del aire tratado, una vez pasada esta temperatura comienza la condensación sobre los tubos y las aletas de la batería, cayendo sobre una bandeja de condensado.

Si la batería de frío se va a utilizar para deshumectar, su potencia depende de la cantidad de kilogramos de agua que queramos quitar del aire.

En un sistema frigorífico, la potencia de la batería de calor está determinada por la potencia del evaporador más la potencia calorífica aportada por el compresor.

Solo hay que tener en cuenta que el caudal de refrigerante de cada batería en un sistema frigorífico debe ser el mismo, ya que es un circuito cerrado.

9.4.7. Compresores

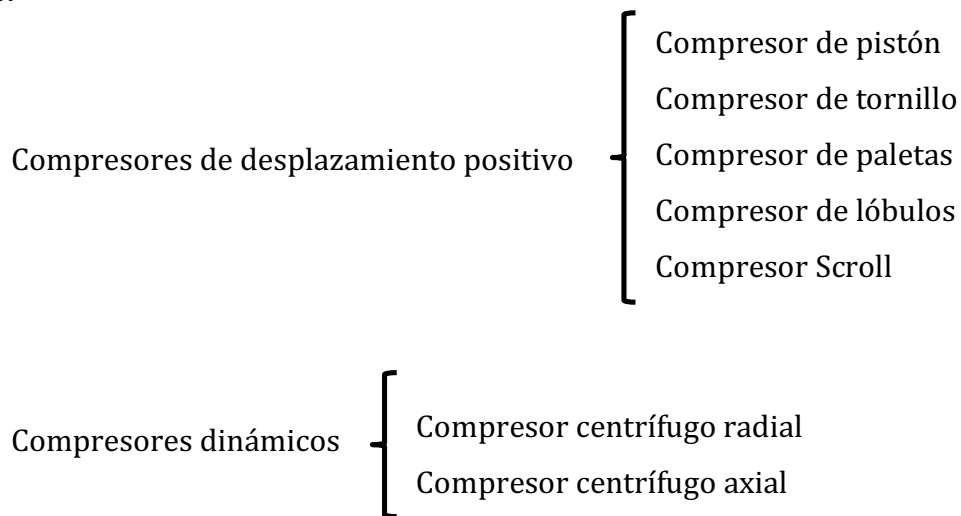
El compresor fuerza mecánicamente la circulación del fluido por el circuito cerrado, creando así zonas de alta y baja presión. Es por ello, como hemos ido viendo, que el proceso de refrigeración implica un circuito cerrado.

Hay varios tipos de compresores, y se pueden dividir en dos grupos.

- Compresores de desplazamiento positivos: Estos compresores comprimen el fluido, disminuyendo su volumen y aumentando así su presión, hasta alcanzar la presión de diseño, que es cuando es devuelto al sistema.

- **Compresores dinámicos:** El principio de funcionamiento de estos compresores es la aceleración molecular. Un rodete acelera el fluido después de ser aspirado y una vez alcanzada una determinada velocidad, se devuelve toda la energía cinética al sistema donde se transforma en presión estática.

Dentro de estos dos grupos podemos encontrar muchos tipos según su diseño.



9.4.7.1. Compresor de pistón

El gas se aspira hacia el interior de un cilindro, mediante un movimiento descendiente de un pistón, que es accionado por una biela y un cigüeñal. Cuando el pistón recorre el camino contrario, ascendente, comprime al fluido, aumentando su presión hasta liberarlo al sistema.

En la figura 9.2, podemos ver como por un el pistón de la derecha se aspira, mientras que por el de la izquierda se comprime

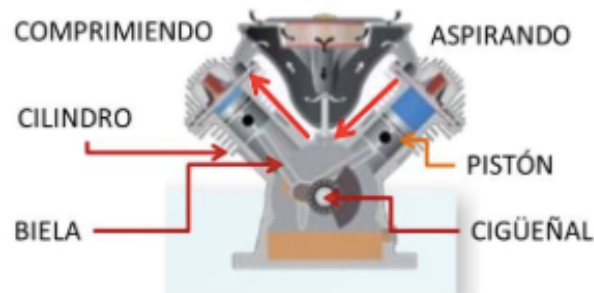


Figura 9.4 Funcionamiento de un compresor de pistón

9.4.7.2. Compresor de tornillo

El funcionamiento de estos compresores se basa en el giro simultáneo, pero de sentido contrario de dos tornillos, uno macho y otro hembra. De modo que el aire se desplaza a través de las cámaras creadas entre los tornillos.

El aire se va comprimiendo a medida que se desplaza hacia volúmenes más pequeños. Este desplazamiento es lineal y en el lado de menor volumen se encuentra la boquilla de salida.

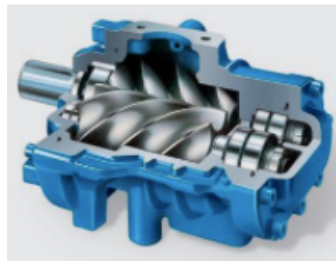


Figura 9.5 Sección de un compresor de tornillo

9.4.7.3. Compresor de paletas

Se trata de un rotor de paletas que se encuentra de manera excéntrica dentro de la carcasa del compresor. Cuando el rotor gira, se forman unas cámaras entre rotor y carcasa, que se llenan con el refrigerante. Estas cámaras son mayores en la zona de aspiración y menores a medida que se van acercando a la zona de impulsión, comprimiendo el fluido.

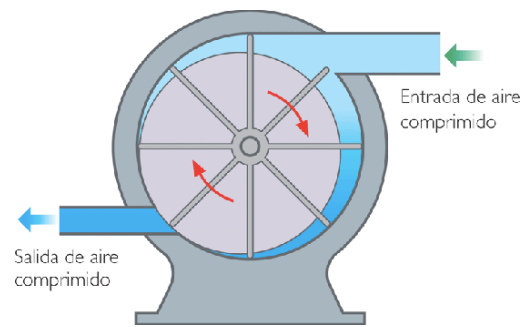


Figura 9.5 Sección de compresor de paletas

9.4.7.4. Compresor de lóbulos o émbolo rotativo.

Dos rotores de lóbulos giran a la vez, pero en sentido contrario dentro de la carcasa. Forman entre ellos una cámara donde entra el fluido, y este es desplazado hacia la zona de salida, donde hay una contrapresión producida por pérdidas de rozamiento y las necesidades de presión del sistema.

Se utilizan para compresores de baja presión y los rotores suelen ser de dos o tres lóbulos. A continuación, podemos ver una sección del compresor.

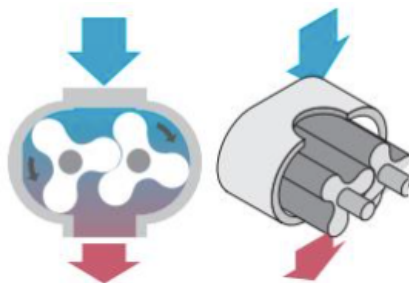


Figura 9.6 Sección de compresor de lóbulos

9.4.7.5. Compresor Scroll

Estos compresores están cada vez en más uso y son muy típicos en aplicaciones que no requieran aceite.

Tienen un desplazamiento orbital. El conjunto está formado por dos rotores en forma de espiral, uno es fijo en la carcasa y el otro es el que se desplaza. Ambos están desfasados 180°, por lo que al desplazarse uno con respecto al otro en forma de orbita, se va disminuyendo el volumen, creando cámaras de aire cada vez más pequeñas y aumentando la presión.

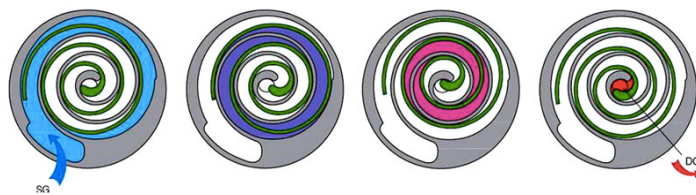


Figura 9.7 Proceso de compresión

En la figura 9.8 podemos ver todas las etapas de compresión, desde la primera imagen donde se absorbe el gas refrigerante hasta la última donde se impulsa. Podemos ver como el volumen del fluido se va disminuyendo a medida que va avanzando dentro de la espiral, aumentando la presión de este hasta el punto de la impulsión.

9.4.7.6. Compresor centrífugo radial

Estos son los compresores centrífugos tradicionales, donde el aire entra por la campana de aspiración hasta el rotor. Este, que gira a gran velocidad, acelera al fluido hasta lanzarlo a los difusores, que lo guían hacia la impulsión.

En la figura 9.9 podemos ver una sección de este compresor, donde se aprecia las etapas de compresión.

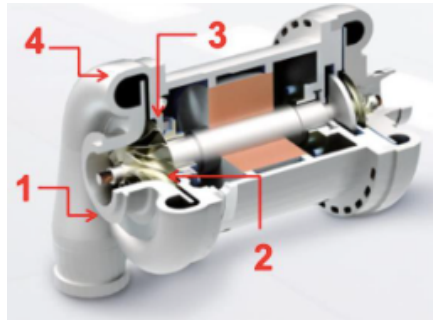


Figura 9.8 Sección de compresor centrífugo radial

Las partes que podemos ver numeradas son, 1. Entrada de aspiración, 2. Rotor, 3. Difusor, 4. Saliente para la impulsión o el siguiente rotor.

Los turbo-compresores también son compresores centrífugos con más de 2 etapas de compresión. Antes de que el fluido llegue al siguiente rotor, pasa por unos refrigerados para disminuir su temperatura.

9.4.7.7. Compresor centrífugo axial

Estos equipos son poco comunes. El funcionamiento es el mismo que el compresor centrífugo radial, solo que el fluido circula paralelamente al eje.

Tienen varios rotores y entre ellos se instalan estatores, para aumentar la presión antes de entrar en el siguiente rotor. A veces, se incorpora unos álabes para guiar al fluido a entrar con un ángulo determinado.

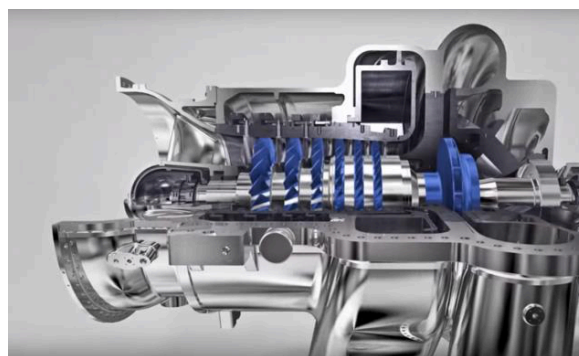


Figura 9.9 Sección de compresor centrífugo axial

9.4.8. Aerotermo

El aerotermo es simplemente una batería con un ventilador axial incorporado. De modo que, al circular un fluido por la batería, este se enfría al intercambiar calor con un a un flujo de aire cruzado. Se suelen utilizar cuando el local a climatizar tiene ganancias térmicas excesivas y hay que disipar parte del calor de la batería condensadora, por lo que se desvía el refrigerante hacia el aerotermo antes de pasar por la condensadora.



Figura 9.10 Aerotermo

9.4.9. Humectadores.

Si se quiere aumentar la humedad del aire tratado, existen secciones de humectación.

Hay dos métodos.

1. Mediante lanza de vapor. Una vez calentado el agua y convertido en vapor, se mezcla con la corriente de aire de impulsión.
2. Mediante humectación adiabática. Son rellenos de celulosa o material plástico donde se rocía agua y se hace pasar el aire por ellos. O bien, pulverización directa sobre la corriente, donde el agua es atomizada por boquillas de baja presión.

Este último método necesita un mantenimiento regular debido a la aparición de Legionella.

9.4.10. Ventiladores.

Estos son elementos esenciales para poder mover todo el caudal de aire. Normalmente se deben incorporar para dos flujos. Impulsión y retorno.

Deben de vencer las pérdidas de carga que se produzcan tanto en el conducto como en los distintos elementos (filtros, baterías, recuperadores...).

Existen varios tipos de ventiladores, entre ellos:

- Arrastre por correa: el motor está acoplado por poleas y correas. Sirven para trabajar a bajas presiones. Suelen ser centrífugos.
- Axiales: El flujo de aire está en línea con el ventilador. Se suelen usar para grandes caudales y bajas presiones. Hacen mucho ruido.
- Centrífugos: El flujo de aire entra en línea con la rueda del ventilador y sale a 90º con respecto al aire de entrada. Según la configuración de las palas del ventilador hay dos tipos de ventiladores centrífugos.
 - Palas hacia delante: Son adecuados para caudales altos y bajas presiones. La potencia absorbida aumenta con el caudal.
 - Palas hacia detrás: Tiene un alto rendimiento y combaten altas pérdidas de carga. El consumo máximo de energía está cerca del rendimiento óptimo.

Para poder seleccionar y dimensionar un ventilador se ha de conocer el caudal y la presión total requerida, tanto estática como dinámica.

Algunos fabricantes de ventiladores son: Ziehl Abegg y Comefri

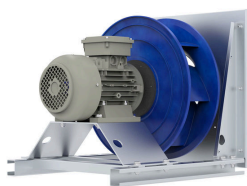


Figura 9.11 Ventilador centrífugo



Figura 9.12 Ventilador arrastre por correa



Figura 9.13 Ventilador axial

9.4.11. Silenciadores.

Son elementos que tienen por finalidad reducir los niveles sonoros.

Tienen una carcasa, normalmente de acero galvanizado, y en su interior hay celdas paralelas de material absorbente, que deben ser ignífugas. Pueden conseguir atenuaciones de hasta 45 dB, dependiendo de la longitud del silenciador.

Éstos se pueden colocar o bien en el climatizador o bien en la red de conductos.



Figura 9.14 Silenciador

9.4.12. Compuertas.

Las compuertas pueden ser manuales o automáticas. Sirven para regular la cantidad de aire que entra o sale por ellas, quedando 100% abiertas, parcialmente abiertas o cerradas.

Éstas suelen ir en la entrada del climatizador que da al exterior, los demás accesos y salidas se hacen con una boca abierta, de modo que se pueda conectar el conducto directamente.

10. Selección de componentes

Vamos a proceder a seleccionar los componentes de nuestra unidad de tratamiento de aire.

10.1. Filtros

La calidad del aire interior requerida según el RITE para piscinas es IDA 2.

En la zona donde nos encontramos podríamos considerar un ODA 1, pero puede que los niveles de polen excedan los límites en algunas épocas del año, por lo consideraremos un ODA 2.

Para una calidad de aire 2, y una calidad del aire exterior 2 necesitamos un prefiltro F6 en la entrada de aire exterior y un filtro F8 justo antes de la impulsión o después de las baterías.

10.2. Sección de free-cooling

Necesitaremos un diseño de la unidad de tratamiento que permita enfriamiento gratuito, ya que en primavera las condiciones son idóneas para refrigerar y deshumectar con todo aire exterior pudiendo apagar el sistema frigorífico.

10.3. Recuperador de calor

En el caso de realizar un enfriamiento gratuito o free-cooling, estamos expulsando al exterior $2500 \text{ m}^3/\text{h}$, es decir, $0,7 \text{ m}^3/\text{s}$. Según el RITE siempre que el aire expulsado por medios mecánicos sea mayor que $0,5 \text{ m}^3/\text{s}$ es obligatorio el uso de un recuperador de calor.

Además, nos permite ser más eficientes energéticamente, y así poder disminuir la potencia de la batería de post-calentamiento y ahorrar en caldera, ya que el recuperador será dimensionado con las condiciones más desfavorables. Como vamos a elegir un recuperador equipado con bypass, en el caso de no haber recuperación, el sistema frigorífico debe estar capacitado.

	Invierno	Verano	
Tª aire exterior	5,6°C	26°C	°C
Humedad relativa del aire exterior	77%	60,1%	HR
Caudal del aire exterior	2500	2500	m³/h
Tª aire extraído	28°C	28°C	°C
Humedad relativa del aire extraído	65%	65%	HR
Caudal del aire extraído	2500	2500	m³/h

Tabla 10.1 Características de funcionamiento del recuperador para verano e invierno

10.3.1. Condiciones de funcionamiento del recuperador

Según la tabla 9.2 del apartado 9, al trabajar 12 horas diarias todos los días de la semana, y un caudal de aire exterior de 0,7 m³/s, nuestro recuperador de calor debe de tener una pérdida de carga de 160 Pa como máximo y debe de tener como mínimo 47 % de eficiencia.

Vamos a seleccionar un recuperador de placas ya que no necesitamos recuperar humedad.

10.4. Sistema frigorífico

Este es el elemento más importante de nuestro equipo, ya que es el encargado de deshumectar el aire de la piscina.

Como hemos visto anteriormente, consta de una batería de frío, una batería de calor, un compresor y una válvula de expansión.

10.4.1. Batería de frío

Para dimensionar la batería de frío hay que conocer la cantidad a deshumectar. A la hora de diseñar la batería hay que tener en cuenta que la velocidad de paso por ella no puede ser superior a 2,5 m/s.

Necesitamos una batería de frío que sea capaz de condensar al menos 9 kg/h de agua, porque como hemos visto en el apartado 6, en el local se evaporan 8,91 kg/h de agua, tanto en la superficie de la piscina, como en los ocupantes. Para que la cantidad de agua del aire del local se mantenga constante, nuestra batería deberá de eliminar toda el agua añadida.

La potencia frigorífica la hallaremos con el diagrama psicrométrico, concretamente con el programa de Atecyr, una aplicación informática. Vamos a calcular la potencia frigorífica para condiciones de verano ya que en invierno al tener el aire exterior menor humedad relativa, la entalpía del aire de mezcla será menor que en condiciones de verano.

El aire entrará a la batería evaporadora con una mezcla de aire. Mínimo del RITE de aire exterior y el resto de aire de retorno. Las condiciones del aire a la entrada a la evaporadora son;

<u>Transformaciones realizadas</u>										
Presión total = 100630 Pa equivalente a 1006 mbar correspondientes a una altitud de 58 m										
Punto	Ts(°C)	Hr (%)	W(g/kgas)	Th(°C)	Tr(°C)	h(kJ/kgas)	Pv(Pa)	Den(kgas/m3)	ve(m3/kgas)	Caudal(m3/h)
1	28	65	15,58	22,88	20,81	67,93	2458	1,1359	0,8804	2147
2	26	60,1	12,75	20,34	17,67	58,66	2021	1,1485	0,8707	353
Mezcla	27,72	64,42	15,17	22,54	20,39	66,61	2396	1,1376	0,879	2500

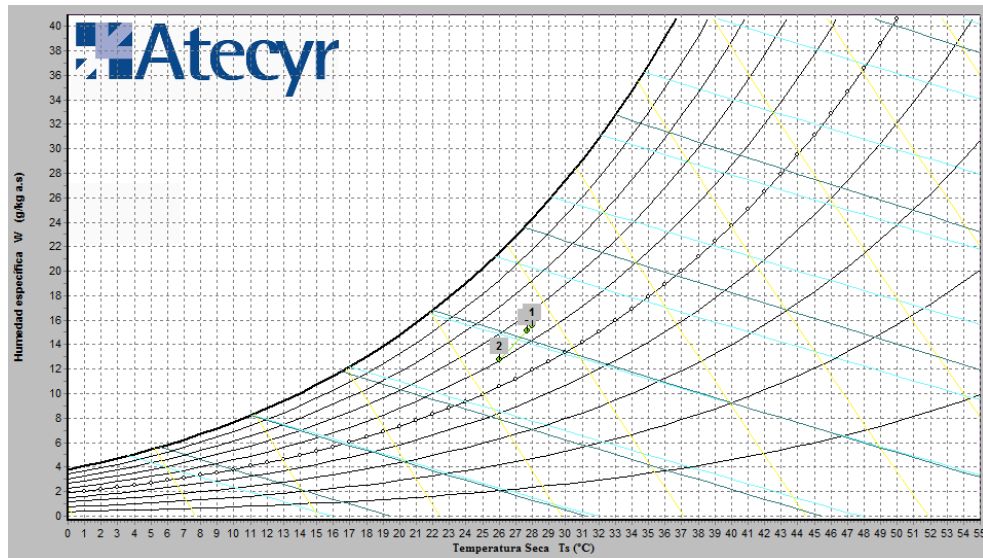


Figura 10.1 Condiciones termo-higrométricas del aire a la entrada de la batería evaporadora.

Ahora hallamos la humedad específica a la que deberemos de impulsar el aire para que éste pueda absorber todo el agua evaporada y la humedad se mantenga constante.

$$W_{impulsión} = 15,58 - \frac{8,91 \cdot 10^3}{2500 \cdot 1,1359} = 12,44 \frac{g_{agua}}{Kg_{aire}}$$

Como la única transformación de carga latente se produce en la evaporadora, el aire a la salida de ésta deberá tener, como máximo, 12,44 g/kg de humedad específica.

Para que se produzca la condensación del agua en la evaporadora se deberá de llegar a su temperatura de rocío. Suponemos una humedad relativa del 98% ya que, en la práctica, es muy poco frecuente que se llegue al 100%.

<u>Transformaciones realizadas</u>										
Presión total = 100630 Pa equivalente a 1006 mbar correspondientes a una altitud de 58 m										
Punto	Ts(°C)	Hr (%)	W(g/kgas)	Th(°C)	Tr(°C)	h(kJ/kgas)	Pv(Pa)	Den(kgas/m3)	ve(m3/kgas)	Caudal(m3/h)
1	28	65	15,58	22,88	20,81	67,93	2458	1,1359	0,8804	2147
2	26	60,1	12,75	20,34	17,67	58,66	2021	1,1485	0,8707	353
Mezcla	27,72	64,42	15,17	22,54	20,39	66,61	2396	1,1376	0,879	2500
4	17,6	98	12,44	17,39	17,28	49,23	1973	1,1823	0,8458	

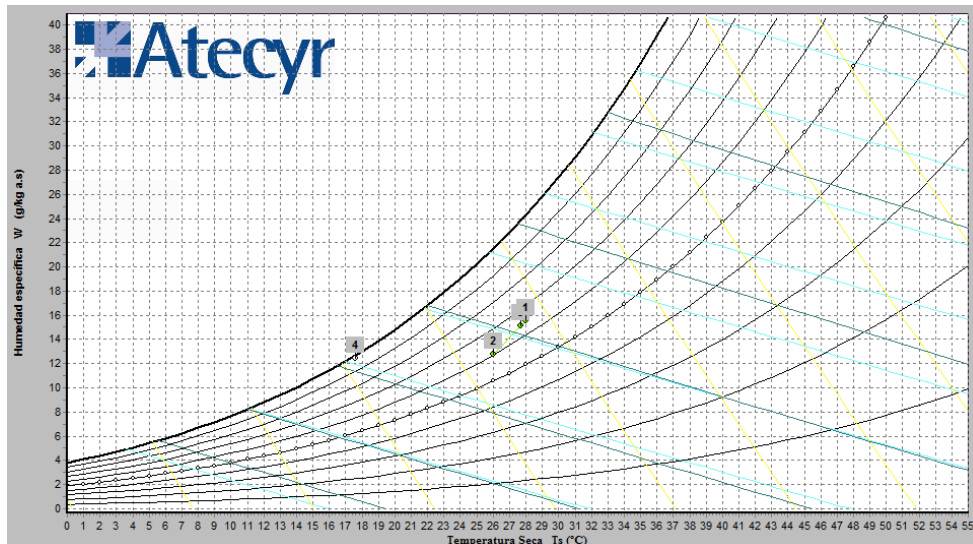


Figura 10.2 Condiciones del aire a la salida de la batería evaporadora

Ya podemos hallar la potencia frigorífica, ya que tenemos la entalpía del aire a la entrada y a la salida de la batería.

$$Q_{\text{frigorífica}} = \dot{m} \cdot (h_{\text{mezcla}} - h_4) = \frac{2500 \cdot 1,1823}{3600} \cdot (66,61 - 49,23) = 14,27 \text{ kW}$$

Por lo que nuestra batería de frío deberá de tener como mínimo 14,27 kW de potencia. Conocido esto, falta por especificar el refrigerante a usar y las características deseadas para la batería.

10.4.2. Refrigerante

Hay que analizar el refrigerante a usar en nuestro sistema frigorífico, para ello debemos de tener en cuenta varios factores, así como el rendimiento, la facilidad de encontrar componentes que funcionen con dicho refrigerante, el impacto medioambiental, precios y el procedimiento de carga en caso de fuga.

Al investigar varios fabricantes de compresores y baterías, así como, DBM, area2, Josval, Emerson... comprobamos que la mayoría de sus productos están diseñados para trabajar con R-407C, aunque los más modernos se estaban

adecuando para trabajar con el R-410A esto podría deberse a que es un refrigerante más desarrollado tecnológicamente.

Nos centraremos en el estudio de estos dos.

Ambos son hidrofluorocarburos. El R410 es una mezcla de R125 y R32, mientras que el R407 está compuesto por R134a, R125 y R32.

Generalmente el rendimiento del R-410A es sensiblemente mejor que el del R-407C. A pesar de trabajar a mayores presiones, necesitamos menor potencia y menor sección de tubería para conseguir el mismo rendimiento.

Otro de los factores a tener en cuenta es el precio. Todos los gases fluorados con un GWP (global warming potential) superior a 150 están sometidos a un impuesto especial de 0.02 €/GWP debido al impacto negativo sobre la atmósfera. El precio por kg varía según el fabricante, suele estar entre 11-12€/kg para el R-410A y 12-13€ para el R-407C. Al ser muy similares, este factor no lo tendremos en cuenta.

En cuanto al impacto ambiental, es conocido que el R-22 es altamente perjudicial para la capa de ozono, con un OPD (potencial de agotamiento del ozono) de 0.055, siendo su uso prohibido el 1 de enero de 2010 por la UE. Así nacieron varios sustitutos que tuviesen la misma funcionalidad. Tanto el R410A como el R407C tienen un ODP de 0, sin embargo, el GWP o PCA del R-410A es de 2088, frente a 1774 del R-407C. Es por ello que se debe de almacenar todo el refrigerante usado y prevenir cualquier fuga.

A pesar de tener mayor potencial de calentamiento global el R-410A que el R-407C, no hay una diferencia significativa.

El factor que hará decantarnos por uno de estos dos refrigerantes es el proceso de recarga del sistema cuando se produce una fuga. Como hemos mencionado anteriormente, los gases refrigerantes no son gases puros, si no que son una mezcla de gases. Esta mezcla puede ser azeotrópica o no azeotrópica.

En una mezcla no azeotrópica los gases tienen una temperatura de ebullición distintos, además de una temperatura de deslizamiento importante. De modo que, si se produce una fuga y disminuye la presión, los gases comenzarán a perderse de manera desigual, descomponiendo la proporción de gases en la mezcla, influyendo significativamente en el rendimiento de la máquina. Es por ello que la carga de los gases azeotrópicos se deben de hacer en estado líquido.

En una mezcla azeotrópica los gases que componen al refrigerante tienen el mismo punto de ebullición, por lo que si se produce una pérdida de gas la composición de cada uno en la mezcla no variará y el rendimiento no cambiará. La carga se puede hacer en estado gaseoso.

Cuando se ha de cargar un sistema, si es no azeotrópico, se debe de vaciar el circuito entero y hacer una carga completa. Mientras que, si hay que cargar un refrigerante azeotrópico se puede añadir la diferencia, ya que la composición no ha variado.

El R410A es un gas azeotrópico, mientras que el R407C es no azeotrópico.

En definitiva, utilizaremos el R410A. Gracias a los avances tecnológicos y a su rendimiento superior, además del coste extra que supondría hacer una carga del R407C.

10.4.3. Compresor

Como sabemos, nuestro sistema frigorífico necesita un compresor, y éste además de ser la parte más cara del sistema frigorífico, es el que más energía consume.

Para nuestro sistema frigorífico vamos a utilizar un compresor tipo scroll. Al trabajar con caudales muy pequeños, no es necesario un compresor centrífugo. Es muy superior técnicamente a los compresores convencionales, y es la última tecnología de compresores cinemáticos.

Lo que más llama la atención de estos compresores es el COP tan alto que es capaz de conseguir, esto puede deberse al rendimiento volumétrico que presenta, además de tener unos costos de operación en el arranque muy pequeños.

Los niveles de ruido y la vibración son muy reducidos, debido al escaso número de elementos móviles necesarios para su funcionamiento, lo que le hace más compacto y pequeño, además de no necesitar válvula de admisión ni de escape.

A día de hoy, es el compresor que mejor rendimiento tiene. Y gracias a su elevado rendimiento volumétrico, se puede conseguir la misma potencia frigorífica que otros compresores alternativos, con un diseño más pequeño.

Al no ser muy elevada la potencia frigorífica solo necesitaremos un compresor.

10.4.4. Batería de calor

La potencia de la batería de calor viene determinada por la batería de frío y el compresor.

Como ya hemos explicado, en el evaporador el refrigerante absorbe el calor del entorno, donde gracias a ese calor cambia de estado hasta vapor. Al abandonar el evaporador, la energía interna del refrigerante es mayor debido al aumento de entalpía.

Al pasar el refrigerante por el compresor, se aumenta su presión y temperatura, además de su entalpía. Este es un proceso irreversible, por lo que su rendimiento isoentrópico será menor que la unidad, en consecuencia, la potencia calorífica cedida será mayor que la potencia eléctrica consumida. En definitiva, la capacidad del condensador será la potencia aportada por el evaporador, más el calor cedido por el compresor.

$$Q_{condensador} = Q_{evaporador} + Q_{compresor}$$

El cálculo de la potencia de nuestra batería de calor es muy relativo, ya que depende de las condiciones de evaporación y condensación escogidas, además del sobrecalentamiento y subenfriamiento.

No podremos especificar la potencia de la batería de calor, ya que depende del fabricante y de las condiciones de trabajo que utilicen. Solo indicaremos los materiales que debe de tener.

10.4.5. Características de las baterías

Vamos a especificar los materiales de las baterías.

Los tubos deben ser de cobre. Esto es debido a que;

- El cobre es un material muy resistente a varios medios agresivos, por lo que tiene una elevada resistencia a la corrosión, siendo de gran ventaja para sistemas con agua caliente o fría.
- La rugosidad de las paredes del tubo de cobre es muy pequeña, disminuyendo la pérdida de carga en estos y aumentando la resistencia al desgaste.
- Las uniones de los tubos soportan condiciones extremas de temperatura.
- Por último y el más importante, es que el cobre es muy buen conductor térmico.

Las aletas de una aleación aluminio-magnesio;

- Podríamos usar unas aletas de cobre, pero el precio se incrementaría notablemente. La conductividad del aluminio es muy alta, aumentando la eficiencia de la transferencia de calor y pudiendo necesitar menos aletas para transferir la misma potencia, disminuyendo las dimensiones.

- El aluminio tiene una alta resistencia a la corrosión, pero al trabajar en ambientes muy húmedos con altos porcentajes de vapor de agua, se deberá de reforzar con magnesio para que la corrosión sea mínima.

Por último, todo lo que es la estructura de la batería, así como el marco y los revestimientos deberán ir en acero galvanizado, ya que es muy resistente a esfuerzos mecánicos y aunque la resistencia a la corrosión no sea tan alta como la del aluminio, es aceptable. Al no producirse deshumectación en esta parte, y no estar en contacto directo con el flujo de aire, es adecuado en relación precio-prestaciones.

10.5. Ventiladores

Utilizaremos 2 ventiladores centrífugos con palas perfiladas hacia atrás. Ya que el caudal que necesitamos mover es muy pequeño y un axial podría no soportar la pérdida de carga de nuestro climatizador y los conductos contiguos.

10.6. Compuertas

Vamos a necesitar 2 compuertas en la salida hacia el exterior. En la sección de impulsión y de retorno tendremos un perfil abierto.

La recirculación también se regulará con una compuerta.

11. Espacio disponible para la máquina.

Antes de analizar a los distintos fabricantes hay que conocer el espacio que disponemos para colocar el climatizador.

11.1. Lugar de colocación

Hemos estudiado cual sería el mejor sitio para colocar la máquina. Como la sala de calderas se encuentra en una habitación contigua a la piscina, sería una opción viable colocar el climatizador justo encima de esta sala, de manera que la compuerta de impulsión diese directamente hacia el local.

Existe un falso techo en la sala de calderas de 40 cm de altura. Por lo que no es posible colocar el climatizador en este espacio.

Otra opción sería colocar el climatizador en el exterior justo al lado de la sala de calderas de manera que la distancia entre la caldera y la batería de apoyo sea la menor posible. La máquina iría en un soporte en la zona superior de la pared norte de la sala de calderas, de manera que la salida del aire de impulsión de hacia la piscina.

11.2. Modos de impulsión en la piscina

Se puede impulsar el aire en el local de varias maneras. Podríamos impulsar en la parte superior y retornar por la inferior, impulsar y retornar por la inferior, o impulsar y retornar por la superior. Para decidir cómo va a ser la instalación de los conductos hay varias cuestiones que se han de tener en cuenta.

Una de las más importantes es la estratificación del aire. Esto es que el aire no se distribuye de manera homogénea por todo el local, sino que forma unas capas térmicas desde el suelo hasta el techo. El aire caliente al tener menor densidad, pesa menos que el aire frío, por lo que tiende a ascender. Esto puede ser un problema a la hora de impulsar el aire, ya que, si impulsamos a muy alta

temperatura en la zona superior, este se va a quedar estancado en la cubierta y no se produciría circulación de arriba hacia abajo. Pudiendo pasar frío los ocupantes de la piscina.

Impulsando desde el suelo, aumentamos la velocidad del aire en la zona inferior produciendo mayor evaporación del agua de la piscina. Esto provoca que se deba impulsar a una velocidad muy baja, aumentando la estratificación del aire en la zona ocupada. Además, puede haber chapoteo sobre los difusores, aumentando la probabilidad de que aparezca Legionella.

Según el espacio disponible, y las dimensiones del local, el impulsar desde el suelo no sería una opción adecuada, ya que la piscina se encuentra muy cerca de la pared oeste, y los ocupantes podrían notar mucho contraste de temperatura.

Podríamos impulsar desde la zona superior de la pared oeste y retornar el aire por la zona inferior de la pared este. Así nos aseguraríamos de un flujo descendiente de aire. Además, para evitar estratificación incorporaremos un ventilador de aspas en la cubierta y la temperatura de impulsión no podrá ser mayor de 40°C, aproximadamente.

11.3. Conductos

Los conductos nos permiten distribuir el aire por todo el sistema. Sus propiedades deben de tener unas características especiales, ya que éstos determinan la calidad de nuestra instalación, ya sea por aprovechamiento energético como por calidad acústica.

Estos conductos deben de ir regulados según el RITE. Para conductos de aire nos interesa la instrucción técnica 1.3.4.2.10.

El conducto que vamos a instalar va a ser de acero galvanizado aislado térmicamente con lana de vidrio por su parte exterior, y ésta irá cubierta con una chapa de aluminio para que actúe como barrera de vapor. La capa de lana de vidrio tendrá un espesor de 55mm, con una resistencia térmica de 1,31 m²K/W.

En el interior del conducto introduciremos unas capas de lana de vidrio con tejido de vidrio para disminuir el ruido.

Como hemos dicho anteriormente, la impulsión se hace directamente desde la boca del climatizador, mientras que el retorno se hace por la parte inferior del local, de modo que deberá de haber un conducto que conecte la salida del aire de la piscina con la boca de retorno del climatizador. Al haber una cubierta, no podemos colocar el conducto en un falso techo, por lo que introduciremos el conducto por debajo del suelo del local de la piscina hasta llegar al climatizador.

12. Climatizador a utilizar

Con todas las especificaciones hemos realizado una hoja de especificaciones, que se puede encontrar en el anexo 3. Ésta hay que mandarla a los fabricantes de deshumectadoras para que nos hagan una oferta. Pero antes debemos de estudiar el mercado para seleccionar a los mejores y descartar aquellos que no nos interesen.

En el mercado de la climatización el abanico es muy extenso, pero a la hora de reducir el campo a deshumectadoras, hay menos donde elegir. Podríamos destacar 5 grandes marcas de deshumectadoras. Menerga, Borealis, Ciat, LCI y Sedical.

Sedical dispone de varios modelos. Como nosotros queremos una deshumectadora con recuperador incluido, el modelo correspondiente es el DTESY-DAHR.

Necesitamos una capacidad de deshumectación de al menos 8,91 kg/h, por lo que nos centraremos en los modelos 108 y 112. Estos deshumectan 7,7 y 11,3 kg/h respectivamente.

El modelo 108 no nos vale ya que deshumecta menos de lo necesario. Solo nos valdría el 112. Este tiene unas dimensiones de 790x1380x1300 y pesa unos 330 kg.

Además, utilizan el R410A como refrigerante.

Menerga. Su gama ThermoCond es conocido por ser muy eficiente y compacto. Hemos estudiado sus máquinas y las condiciones de diseño se han estipulado en Alemania, a unas temperaturas idóneas y muy poco usuales, por lo que los rendimientos reales a las temperaturas de trabajo en A Coruña serán muy inferiores. La relación precio-prestaciones es muy pobre, por lo que la descartamos del estudio.

Ciat. Su gama BCP utiliza compresores Scroll, pero el refrigerante usado en todos sus equipos es el R407C. Como hemos estudiado anteriormente, el refrigerante óptimo es el R410A, por consiguiente, queda descartada.

Borealis. Tiene varias gamas según el tamaño de piscina y la eficiencia buscada. Su gama HS y HH son tecnologías convencionales para piscinas pequeñas y grandes. Y la gama HRR se utiliza para piscinas medianas a grandes con alta eficiencia. El modelo 9 de la gama HS, deshumecta 9,36 kg/h, y tiene una potencia frigorífica de 14,9 KW. El único problema es que al igual que Ciat funcionan con R407C.

LCI. A pesar de haber comenzado hace poco tiempo con la comercialización de deshumectadoras, tienen una vasta experiencia en climatizadores y han revolucionado el mercado de la climatización en los últimos años. La gama que han sacado llamada GW tiene muy buenas eficiencias de recuperación y un alto COP del compresor. El módulo GW9 tiene una potencia de deshumectación de 9 Kg/h y unas dimensiones de 820x1450x2820. Además, utilizan el R-410A como refrigerante.

Al haber descartado a Menerga, Ciat y Borealis, solo tenemos dos marcas restantes. Para elegir entre LCI y Sedical, vamos a crear una tabla para poder comparar cada punto de la deshumectadora.

	LCI	Sedical
<i>Capacidad de deshumectación (Kg/h)</i>	9	11,3
<i>Potencia frigorífica (KW)</i>	14,54	18,8
<i>Potencia del condensador (KW)</i>	17,5	-
<i>Caudal de aire (m3/h)</i>	2500	3000
<i>Gas a utilizar</i>	R-410A	R-410A
<i>Tipo de compresor</i>	Scroll	Scroll
<i>Nº Compresores</i>	1	1
<i>COP</i>	4,9	4,4
<i>Consumo de ventiladores(KW)</i>	1,85	
<i>Dimensiones</i>	820x1450x2820	790x1380x1300
<i>Peso (kg)</i>	290	330

Tabla 12.1 Comparativa entre LCI y Sedical

Nosotros queremos deshumectar 8,91 Kg/h, por lo que la que más se acerca es la de LCI. La de Sedical nos valdría, pero estaríamos deshumectando de más y

esto podría ser un problema en invierno, ya que el aire podría impulsarse demasiado seco a la piscina.

Ambos usan compresor Scroll y el refrigerante R410A, pero lo que más llama la atención del compresor de LCI es el su alto COP. El compresor de Sedical consume casi el doble de potencia eléctrica.

La deshumectadora GW9 de LCI es la opción más acertada, ahorrando mucho más energéticamente y asemejándose mejor a nuestros requerimientos. La oferta y ficha técnica de esta deshumectadora se encuentran en los anexos 4 y 5.

La deshumectadora tiene tres modos de funcionamiento distintos para garantizar pleno confort. Estos modos son;

1. Deshumectación con circuito frigorífico. Si las condiciones exteriores son favorables se puede introducir mayor caudal que el mínimo exigido para complementar al circuito frigorífico. Si la entalpía exterior no nos conviene, se utilizará el componente de bypass para introducir el aire exterior y así evitar la transferencia de calor entre las dos corrientes. A continuación, se deshumecta el flujo de aire de mezcla (recirculación + aire exterior) con el sistema frigorífico.
2. Deshumectación con todo aire exterior. El compresor permanecerá apagado cuando la entalpía y humedad exterior sean idóneas para deshumectar y climatizar el local. Se puede utilizar la batería de apoyo si es necesario.
3. Deshumectación en recirculación. Para acondicionar la piscina en horas donde no está abierta para su uso se puede utilizar este modo. Donde todo el caudal interior se deshumecta y pos calienta antes de ser impulsado de nuevo al local.

Estos modos pueden ser seleccionados manualmente, o automáticamente por el control.

13. Extras añadidos al climatizador ***seleccionado.***

La deshumectadora de LCI nos permite añadir opcionales para conseguir un ambiente interior perfecto.

Necesitamos saber si es necesario incorporar una batería de poscalentamiento o un aerotermo. Procedemos a su cálculo.

13.1. Batería de apoyo.

Una vez conocidas las características del sistema frigorífico de nuestro climatizador vamos a calcular si es necesario una batería de calor adicional, para así poder impulsar a unas condiciones adecuadas y compensar las pérdidas del local a climatizar.

Para ello vamos a utilizar el programa Psicro, de Atecyr. Una aplicación informática del diagrama psicrométrico.

Primero vamos a hallar las condiciones del aire de entrada al sistema frigorífico. Éste es, el aire recirculado con el mínimo del aire exterior exigido por el RITE.

Las máximas pérdidas térmicas en el local tendrán lugar en invierno, por lo que utilizaremos esas condiciones para el cálculo de la batería.

<u>Transformaciones realizadas</u>										
Presión total = 100630 Pa equivalente a 1006 mbar correspondientes a una altitud de 58 m										
Punto	Ts(°C)	Hr (%)	W(g/kgas)	Th(°C)	Tr(°C)	h(kJ/kgas)	Pv(Pa)	Den(kgas/m3)	ve(m3/kgas)	Caudal(m3/h)
1	28	65	15,58	22,88	20,81	67,93	2458	1,1359	0,8804	2147
2	5,7	77	4,39	4,02	1,99	16,76	705	1,2486	0,8009	353
Mezcla	24,64	70,71	13,86	20,74	18,97	60,1	2194	1,1517	0,8682	2500,06

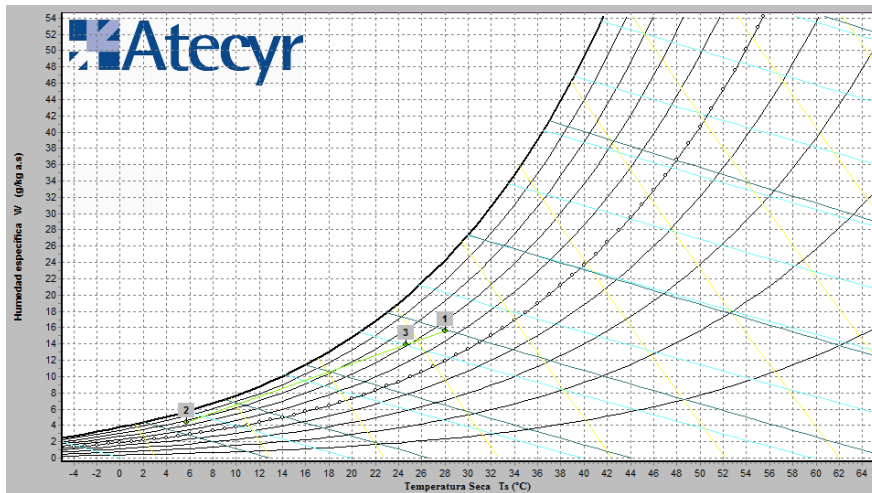


Figura 13.1 Condiciones termo-higrométricas del aire de mezcla en condiciones de invierno

El aire entra al sistema frigorífico con una entalpía de 60,1 kJ/kg y una humedad específica de 13,86 g/kg. Al tener el aire exterior una humedad específica tan baja podemos deshumectar directamente con aire exterior sin tener que encender el compresor. Anteriormente en el apartado 10.4.1 hemos hallado que la humedad específica máxima con la que podemos impulsar el aire para que sea capaz de absorber los 8,91 kg/h de agua evaporada es de 12,44 g/kg.

Hallando la cantidad de aire exterior necesaria para que la mezcla tenga una humedad relativa máxima de 12,44 g/kg podremos deshumectar con aire exterior y el compresor apagado. Esta sería la cantidad de aire exterior mínima en condiciones de invierno para no encender el compresor, y con ello dimensionaremos la batería de calor de apoyo.

Para hallar la cantidad de aire exterior vamos a hacer un balance de masa y de energía.

Vamos a considerar como corriente 1 el aire recirculado y como corriente 2, el aire exterior, siendo la corriente 3 la suma de ambos.

Balance de masa:

$$\text{Aire seco: } m_{a1} + m_{a2} = m_{a3}$$

$$\text{Aire húmedo: } m_{v1} + m_{v2} = m_{v3} ; m_{a1} \cdot w_1 + m_{a2} \cdot w_2 = m_{a3} \cdot w_3$$

Balance de energía:

$$m_{a1} \cdot h_1 + m_{a2} \cdot h_2 = m_{a3} \cdot h_3$$

Además, sabemos que el aire está compuesto por aire seco y aire húmedo.

Es decir;

$$m_T = m_a + m_v$$

Resolvemos el sistema.

$$\left. \begin{aligned} m_{a1} + m_{a2} &= m_{a3} \\ m_{a1} \cdot w_1 + m_{a2} \cdot w_2 &= m_{a3} \cdot w_3 \\ m_{a1} \cdot h_1 + m_{a2} \cdot h_2 &= m_{a3} \cdot h_3 \end{aligned} \right\}$$

La densidad del aire de mezcla la hallamos con el diagrama psicométrico. Este es el punto de la recta que une la corriente 1 y la corriente 2, y que tiene una humedad específica de 12,44 g/kg.

$$\begin{aligned} m_{a1} + m_{a2} &= 2500 \frac{m^3}{h} \cdot \frac{1 h}{3600 s} \cdot \frac{1,163 kg}{m^3} = 0,8076 \frac{kg}{s} \\ m_{a1} \cdot 0,01558 + m_{a2} \cdot 0,00439 &= 0,8076 \cdot 0,01244 = 0,01 \frac{kg}{s} \\ m_{a1} \cdot 67,93 + m_{a2} \cdot 16,76 &= 0,8076 \cdot h_3 \end{aligned}$$

Ahora ya podemos resolver el sistema.

Solución:

$$\begin{aligned} m_{a1} &= 0,5768 \frac{kg}{s} \\ m_{a2} &= 0,2308 \frac{kg}{s} \\ h_3 &= 53,31 \frac{kJ}{Kg} \end{aligned}$$

$$m_{T1} = m_{a1} + m_{v1} = m_{a1} \cdot (1 + w_1) = 0,5768 \cdot (1 + 0,01558) = 0,5858 \frac{kg}{s}$$

$$m_{T2} = m_{a2} + m_{v2} = m_{a2} \cdot (1 + w_2) = 0,2308 \cdot (1 + 0,00439) = 0,2318 \frac{kg}{s}$$

Comprobamos que se cumple el balance de masa.

$$\begin{aligned} \sum m_e &= \sum m_s \\ 0,5858 + 0,2318 &= 0,8076 \cdot (1 + 0,01244) \\ 0,8176 &= 0,8176 \end{aligned}$$

Los caudales volumétricos para de cada flujo son;

$$Q_1 = 0,5858 \frac{kg}{s} \cdot \frac{3600 s}{1 h} \cdot \frac{m^3}{1,1359 kg} = 1856,6 \frac{m^3}{h}$$

$$Q_2 = 0,2318 \frac{kg}{s} \cdot \frac{3600 s}{1 h} \cdot \frac{m^3}{1,2486 kg} = 668,33 \frac{m^3}{h}$$

Necesitaremos como mínimo, que el 27% del caudal sea de aire exterior. Para así poder absorber toda el agua evaporada.

Antes de impulsar el aire hacia el local hay que calentarlo hasta el punto 4. Este es el punto donde se produce el enfriamiento adiabático hasta el punto 1.

<u>Transformaciones realizadas</u>										
Presión total = 100630 Pa equivalente a 1006 mbar correspondientes a una altitud de 58 m										
Punto	Ts(°C)	Hr (%)	W(g/kgas)	Th(°C)	Tr(°C)	h(kJ/kgas)	Pv(Pa)	Den(kgas/m3)	ve(m3/kgas)	Caudal(m3/h)
1	28	65	15,58	22,88	20,81	67,93	2458	1,1359	0,8804	1857
2	5,7	77	4,39	4,02	1,99	16,76	705	1,2486	0,8009	668
Mezcla	21,77	75,45	12,41	18,75	17,24	53,43	1968	1,1656	0,8579	2525,1
4	32,03	41,27	12,4	21,88	17,23	63,97	1967	1,1265	0,8877	

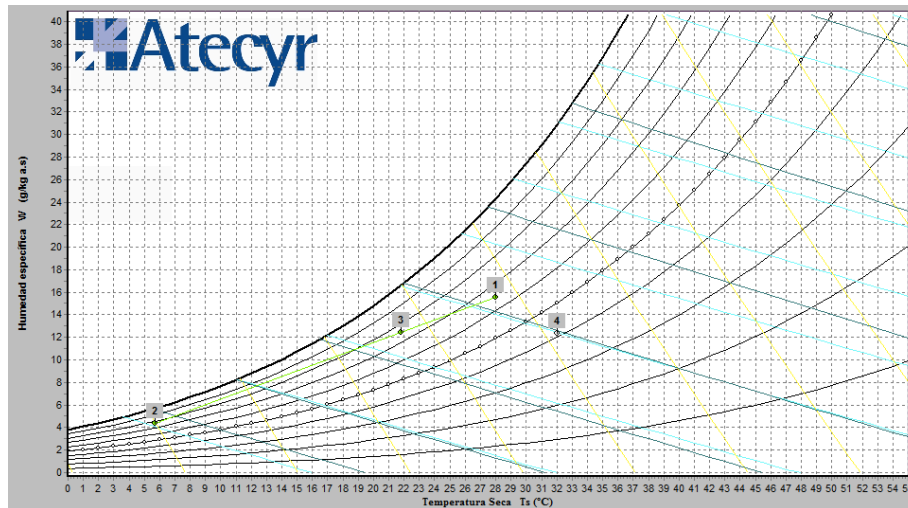


Figura 13.2 Condiciones termo-higrométricas del punto de enfriamiento adiabático.

Pero hay que tener en cuenta las pérdidas térmicas, por lo que habría que impulsar a una temperatura mayor que 4. En invierno tenemos unas pérdidas de 8,5 KW. Vamos a hallar la temperatura a la que habría que impulsar para compensarlas.

$$Q_{p\acute{e}rdidas} = \dot{m} \cdot (h_5 - h_4); \quad 8,5 = \frac{2500 \cdot 1,1265}{3600} \cdot (67,93 - h_4)$$

$$h_5 = 78,8 \frac{kJ}{Kg}$$

<u>Transformaciones realizadas</u>										
Presión total = 100630 Pa equivalente a 1006 mbar correspondientes a una altitud de 58 m										
Punto	Ts(°C)	Hr (%)	W(g/kgas)	Th(°C)	Tr(°C)	h(kJ/kgas)	Pv(Pa)	Den(kgas/m3)	ve(m3/kgas)	Caudal(m3/h)
1	28	65	15,58	22,88	20,81	67,93	2458	1,1359	0,8804	1857
2	5,7	77	4,39	4,02	1,99	16,76	705	1,2486	0,8009	668
Mezcla	21,77	75,45	12,41	18,75	17,24	53,43	1968	1,1656	0,8579	2525,1
4	35,87	33,31	12,4	22,96	17,23	67,93	1967	1,1124	0,8989	
5	46,44	19,05	12,4	25,72	17,23	78,8	1967	1,0757	0,9296	

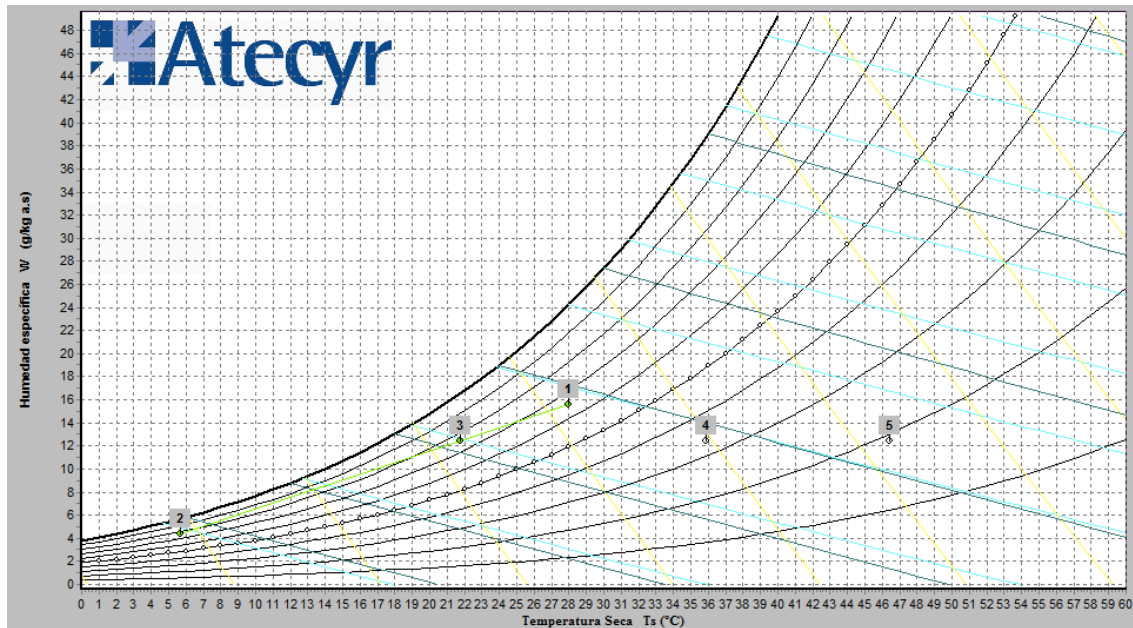


Figura 13.3 Condiciones termo-higrométricas del aire de impulsión

Para compensar las pérdidas de calor hay que impulsar a casi 50°C. Si impulsamos a más de 42°C aproximadamente, es muy probable que se produzca estratificación, por lo que hay que disminuir la temperatura de impulsión aumentando la velocidad de los ventiladores. De esto se encargará el control.

$$Q_{bateria\ de\ apoyo} = \dot{m} \cdot (h_5 - h_3) = \frac{2500 \cdot 1,0941}{3600} \cdot (78,8 - 53,43)$$

$$Q_{bateria\ de\ apoyo} = 19,27\ kW$$

Necesitaremos una batería de 20 kW. La batería incluirá una válvula de 3 vías de modo que se pueda ajustar el caudal que pasa por ella y así su potencia calorífica, para cuando en otras épocas del año las pérdidas de calor sean menores y no necesitemos tanta potencia calorífica.

La batería estará compuesta de mismos materiales que los especificados en el apartado 10.4.5. Esta será de agua-aire e irá conectada a una caldera.

13.2. Aerotermo

Al tener carga de refrigeración, hay que calcular si es necesario incorporar un aerotermo para disipar parte del calor de la batería condensadora y así poder impulsar el aire al local a una entalpía menor de manera que podamos compensar las ganancias.

La mayor carga de refrigeración se produce en verano, por lo que utilizaremos esas condiciones para hallar la potencia del aerotermo en caso de necesitarlo.

<u>Transformaciones realizadas</u>										
Presión total = 100630 Pa equivalente a 1006 mbar correspondientes a una altitud de 58 m										
Punto	Ts(°C)	Hr (%)	W(g/kgas)	Th(°C)	Tr(°C)	h(kJ/kgas)	Pv(Pa)	Den(kgas/m3)	ve(m3/kgas)	Caudal(m3/h)
1	26	61,1	12,97	20,5	17,93	59,21	2055	1,1481	0,871	353
2	28	65	15,58	22,88	20,81	67,93	2458	1,1359	0,8804	2147
Mezcla	27,71	64,54	15,2	22,54	20,42	66,68	2400	1,1376	0,879	2505,32

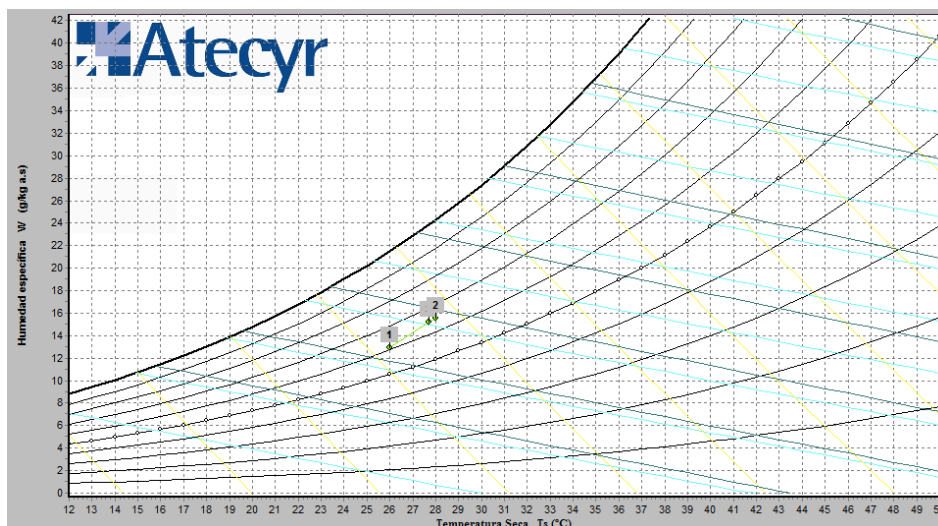


Figura 13.4 Condiciones termo-higrométricas del aire de mezcla.

La humedad específica máxima a la que podemos impulsar el aire es 12,44 g/kg. Ahora vamos a utilizar nuestro sistema frigorífico por lo que debemos de asegurarnos que a la salida de la evaporada tenga una humedad específica igual o menor.

Estamos trabajando a una entalpía de 66,68 kJ/Kg, tenemos una potencia frigorífica de 14,54 kW.

La entalpía con la que el aire sale del evaporador es:

$$Q_{\text{evaporador}} = \dot{m} \cdot (h_{\text{mezcla}} - h_4); \quad 14,54 = \frac{2500 \cdot 1,1398}{3600} \cdot (66,68 - h_4)$$

$$h_4 = 48,31 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

Ya tenemos la entalpía a la salida del evaporador, y además sabemos que para que el agua condense se debe de llegar al 100% de humedad relativa. Aunque nunca se llega a este porcentaje, por lo que consideraremos un 98%.

<u>Transformaciones realizadas</u>										
Presión total = 100630 Pa equivalente a 1006 mbar correspondientes a una altitud de 58 m										
Punto	Ts(°C)	Hr (%)	W(g/kgas)	Th(°C)	Tr(°C)	h(kJ/kgas)	Pv(Pa)	Den(kgas/m3)	ve(m3/kgas)	Caudal(m3/h)
1	26	61,1	12,97	20,5	17,93	59,21	2055	1,1481	0,871	353
2	28	65	15,58	22,88	20,81	67,93	2458	1,1359	0,8804	2147
Mezcla	27,71	64,54	15,2	22,54	20,42	66,68	2400	1,1376	0,879	2505,32
4	17,31	97,92	12,2	17,09	16,98	48,31	1935	1,1839	0,8446	

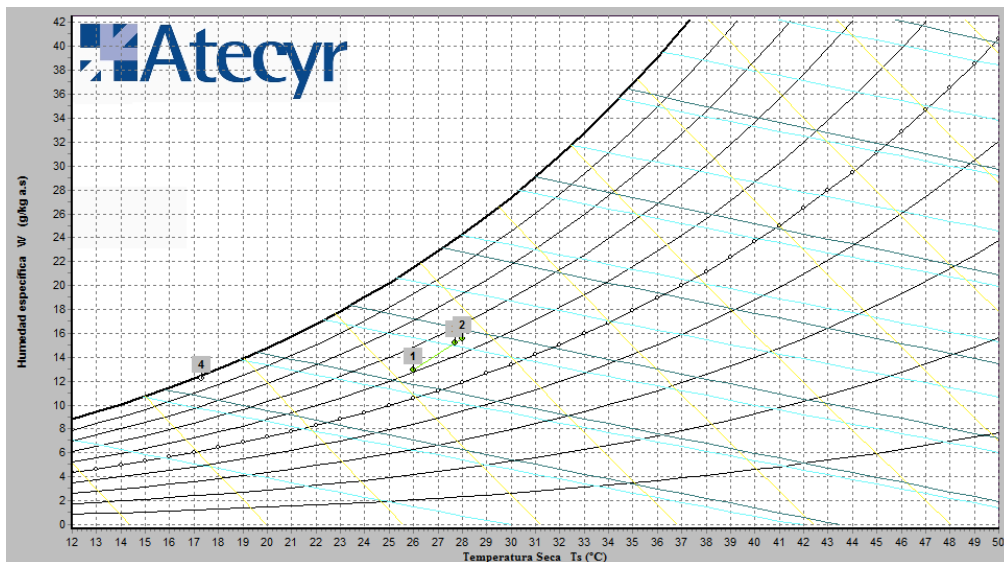


Figura 13.5 Condiciones termo-higrométricas del aire a la salida del evaporador.

Vemos que el aire sale del evaporador con 12,2 g/kg de humedad específica. Y debemos de impulsar como máximo a 12,44, por lo que hemos deshumectado suficiente.

La potencia de la batería de calor es 17,5 kW. Hallamos la entalpía con la que sale el aire de ésta.

$$Q_{\text{condensadora}} = \dot{m} \cdot (h_5 - h_4); \quad 17,5 = \frac{2500 \cdot 1,1839}{3600} \cdot (h_5 - 48,31)$$

$$h_5 = 69,6 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$$

La batería condensadora solo transforma sensiblemente el aire, por lo que la humedad específica sigue siendo la misma. Así, el punto a la salida del condensador tendrá las condiciones del punto 5:

<u>Transformaciones realizadas</u>										
Presión total = 100630 Pa equivalente a 1006 mbar correspondientes a una altitud de 57 m										
Punto	Ts(°C)	Hr (%)	W(g/kgas)	Th(°C)	Tr(°C)	h(kJ/kgas)	Pv(Pa)	Den(kgas/m3)	ve(m3/kgas)	Caudal(m3/h)
1	28	65	15,58	22,88	20,81	67,93	2458	1,1359	0,8804	2147
2	26	61,1	12,97	20,5	17,93	59,21	2055	1,1481	0,871	353
Mezcla	27,72	64,54	15,2	22,56	20,43	66,69	2401	1,1376	0,8791	2500
4	17,3	98	12,2	17,09	16,98	48,31	1936	1,184	0,8446	
5	38	29,2	12,2	23,41	16,98	69,6	1936	1,1052	0,9048	
6	36,37	31,89	12,2	22,97	16,98	67,93	1936	1,111	0,9001	

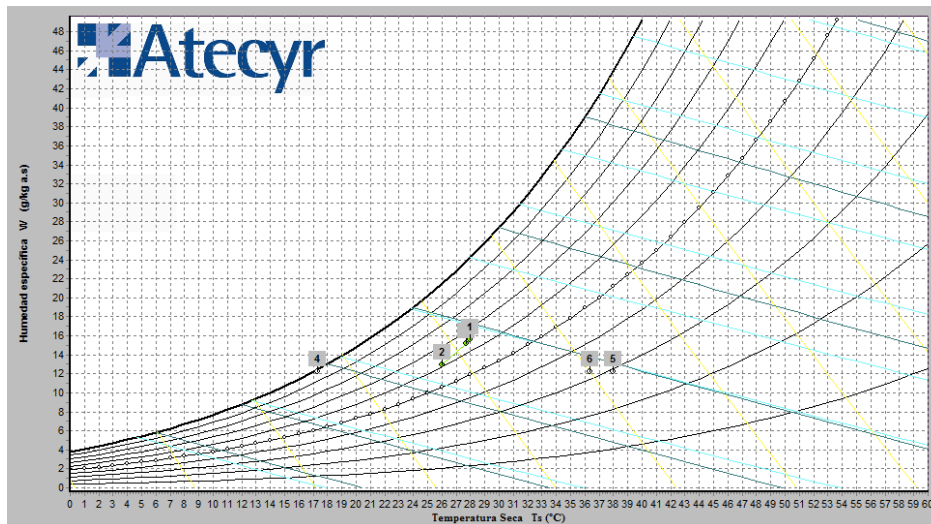


Figura 13.6 Condiciones termo-higrométricas del aire a la salida del condensador.

El aire del local se enfría adiabáticamente hasta 28°C y el 65% de humedad relativa, manteniendo su entalpía constante. Es decir, hay que intentar que el aire una vez impulsado y teniendo las ganancias térmicas en cuenta, tienda a este punto, el 6 en la figura 13.6.

Tenemos unas ganancias de 4,2 kW. Hay que hallar la temperatura de impulsión para compensar estas ganancias.

$$Q_{p\acute{e}rdidas} = \dot{m} \cdot (h_6 - h_7); 4,2 = \frac{2500 \cdot 1,111}{3600} \cdot (67,93 - h_7)$$

$$h_7 = 62,48 \frac{kJ}{Kg}$$

<u>Transformaciones realizadas</u>										
Presión total = 100630 Pa equivalente a 1006 mbar correspondientes a una altitud de 58 m										
Punto	Ts(°C)	Hr (%)	W(g/kgas)	Th(°C)	Tr(°C)	h(kJ/kgas)	Pv(Pa)	Den(kgas/m3)	ve(m3/kgas)	Caudal(m3/h)
1	28	65	15,58	22,88	20,81	67,93	2458	1,1359	0,8804	2147
2	26	61,1	12,97	20,5	17,93	59,21	2055	1,1481	0,871	353
Mezcla	27,72	64,54	15,2	22,56	20,43	66,69	2401	1,1376	0,8791	2500
4	17,3	98	12,2	17,09	16,98	48,31	1936	1,184	0,8446	
5	38	29,2	12,2	23,41	16,98	69,6	1936	1,1052	0,9048	
6	36,37	31,89	12,2	22,97	16,98	67,93	1936	1,111	0,9001	
7	31,08	42,87	12,2	21,46	16,98	62,48	1936	1,1304	0,8847	

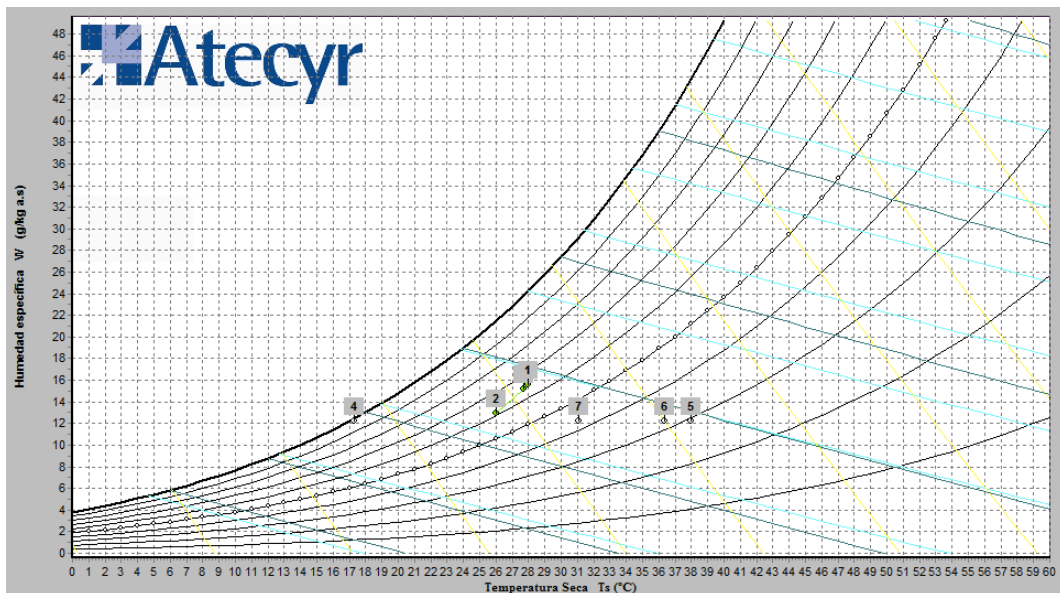


Figura 13.7 Condiciones termo-higrométricas del aire de impulsión

Debido a que la temperatura a la que impulsamos el aire a la salida de la batería de calor tiene mayor entalpía que el punto al que deberíamos de impulsar para compensar las ganancias del local, deberemos de disipar parte de calor de la batería de calor para disminuir la entalpía del aire de impulsión. La cantidad de potencia que deberemos de disipar será;

$$Q_{aerothermo} = \dot{m} \cdot (h_5 - h_7);$$

$$Q_{aerothermo} = \frac{2500 \cdot 1,118}{3600} \cdot (69,6 - 62,48) = 5,53 \text{ kW}$$

Necesitaremos una aerothermo con una potencia mínima de 5,53 kW. La batería estará compuesta de los mismos materiales que el apartado 10.4.5.

14. Control

Una vez determinadas todas las cargas térmicas y haber seleccionado el equipo a utilizar, proseguimos a seleccionar el sistema de control del que irá dotado.

Para alcanzar y mantener condiciones de confort en el local, se debe de programar las funciones de maniobra y regulación electrónica. Para su regulación, el control dispone de varios modos de funcionamiento, como hemos visto anteriormente. Disponiendo también del modo automático, para que la unidad deshumectadora pueda funcionar de manera autónoma.

El control se debe de programar de manera óptima y eficiente. Debe de ser versátil y capaz de adaptarse a las particularidades requeridas en cada caso.

A la hora de seleccionar el control y sus elementos se debe de tener en cuenta la capacidad del sistema para controlar nuestra máquina, así como el número de elementos mínimos para todos los modos de funcionamiento necesarios.

14.1. Variables a controlar

Para que todo el sistema funcione adecuadamente hay que cuadrar todas las variables a controlar. Las variables más importantes son tres. Temperatura, humedad y CO₂. Controlando estas 3 variables el sistema debe de garantizar un funcionamiento adecuado.

A la hora de programar el control hay que darle prioridad a alguna variable frente a las demás. Ya que hay veces que pueden entrar en conflicto, y el control tiene que decidir cuál actuará.

La primera variable que se tendrá en cuenta es la cantidad de CO₂. Si ésta excede los límites de setpoint (variable de referencia), se abrirán las compuertas

exteriores sin tener en cuenta si es beneficioso o no para la humedad o temperatura.

La siguiente variable será la humedad. Y por último la temperatura. Por lo que el sistema actuará dependiendo de la temperatura siempre y cuando, tanto el CO₂, como la humedad, sean válidos.

14.2. Elementos que forman el sistema de control

Existen diversos elementos para garantizar el correcto funcionamiento. Cada uno mide una variable distinta, ya sea temperatura, humedad, presión, velocidad, tiempo...

Antes de nombrar todos los elementos que vamos a utilizar hay que conocer la diferencia entre sensor y transductor.

Los sensores son aquellos que tienen un contacto directo con las magnitudes a medir. Al variar la magnitud física, se alteran las propiedades del sensor, por ejemplo, su resistencia eléctrica.

Mientras que el transductor lleva el sensor en su interior. Se encarga de transformar la variable de entrada recibida del sensor en una magnitud que pueda entender el sistema. Normalmente se transforma en un voltaje entre 0 y 10 V. Este lleva un amplificador ya que la señal es demasiado pequeña para digitalizarlo.

14.2.1. PLC

Para automatizar la deshumectadora vamos a utilizar un PLC (controlador lógico programable). Un sistema electrónico programable con múltiples entradas y salidas.

Estos PLC's pueden estar integrados o divididos por módulos, dependiendo de su utilización.

Se compone básicamente de una CPU (unidad central de proceso) y módulos de entrada y salida o interfaces.

La CPU es la encargada de controlar toda la ejecución del programa, coordina todos los elementos, realiza operaciones lógicas...

La interfaz de entrada se encarga de adaptar la señal recibida de los demás componentes que controlan el proceso, para que la CPU pueda interpretarla y modificar los parámetros para que las variables vuelvan a su estado normal.

La interfaz de salida administra la potencia y señales eléctricas a los componentes que controlan el sistema.

Para conseguir que el sistema se ajuste a unas especificaciones vamos a utilizar un regulador. Este regulador genera una señal para minimizar el error recibido. Es decir, la diferencia entre la variable de referencia y la señal de realimentación. La acción de control es la manera en que el regulador genera esa señal. Existen varias acciones.

Acción proporcional, donde la señal de control generada es proporcional al error recibido.

Acción integral, donde la señal de control es proporcional a la integral de la señal de error recibida.

Acción derivativa, donde esta señal es proporcional a cuanto varíe ese error.

Los reguladores combinan estas acciones para tener un sistema de control completo. Según como se combinen, existen varios tipos de reguladores.

Regulador P

Regulador proporcional-integral (PI)

Regulador proporcional-derivativo (PD)

Regulador proporcional-integral-derivativo (PID)

Nosotros vamos a utilizar un controlador PID, donde la acción del regulador es proporcional al error recibido, a su integral y a su derivada. Este regulador nos permitirá mejorar el error en régimen permanente, la sobreoscilación y el tiempo de respuesta.

14.2.2. Control de temperatura

Podemos utilizar un sensor de temperatura de tipo RTD o termopar. Utilizaremos un RTD de tipo PT. Aunque los RTD sean más caros, las temperaturas a las que vamos a trabajar son relativamente bajas para utilizar un termopar. Además, el RTD es mucho más preciso y estable para periodos largos, siendo esto muy importante ya que la máquina estará en funcionamiento muchas horas y debe de estar en constante funcionamiento.

El sensor PT varía su resistencia eléctrica al variar la temperatura. El transductor asocia esta variación de resistencia a una variación de voltaje. El que vamos a utilizar tiene una variación entre 0 y 10 V.

14.2.3. Control de humedad

Para controlar la humedad utilizaremos un sensor capacitivo. Donde se mide la humedad del aire usando un sistema con un condensador. La carga del condensador va cambiando dependiendo del material dieléctrico entre ellos, es decir, dependiendo de la cantidad de agua que contenga el aire.

14.2.4. Control de presión

Hay varios tipos de transductores para la presión. Necesitamos dos tipos. Uno que para conocer el valor exacto de la presión y otro que nos compare con un valor de consigna.

En los ventiladores necesitamos conocer la presión que existe para darles mayor o menor potencia. Para conocer la presión vamos a utilizar un transductor de presión. Éstos transforman una magnitud física en un valor eléctrico. El sensor de presión será capacitivo. Es decir, la medición se hará hallando la capacidad del condensador. Al ejercer presión sobre el material dieléctrico este hace que las placas metálicas disminuyan su tamaño, haciendo variar la capacidad.

Para los filtros necesitamos un sensor que compare con un valor de consigna determinado (pérdida de carga de filtro sucio) y nos indique si lo excede o no. Para ello utilizaremos un presostato. Un sensor digital que abre o cierra un circuito eléctrico dependiendo de la presión de consigna. Dos contactos se unen cuando la presión sobre uno es mayor que la del resorte a la que va unido. Cuando estos dos contactos se unen debería de saltar la alarma de cambio de filtro.

14.2.5. Control del CO₂

Hay que diferenciar entre un sensor de CO₂ y un sensor de calidad del aire. El sensor de CO₂ solo indica la cantidad de CO₂ que hay en el aire mientras que el sensor de calidad de aire, no solo muestra CO₂ sino cualquier tipo de partículas dañinas que haya.

Necesitamos un transmisor que nos indique solo CO₂, ya que es una de las variables más importantes. Si la cantidad del CO₂ en el local excede el valor de consigna, que es el máximo estipulado por el RITE, se podría crear una sensación de malestar. Esto es 500 ppm.

Necesitamos un sensor que sea capaz de soportar alta humedad y que tenga una medida precisa, además de tener un ciclo de vida extenso. Es por ello que utilizaremos un sensor de infrarrojos. Se trata de detectar la cantidad de radiación infrarroja que absorben los átomos del CO₂. Una fuente emite una luz infrarroja y esta circula a través del aire que queremos medir, acabando en un detector de longitudes de onda. Justo antes del detector se instala un filtro que solo deje pasar las longitudes de onda del CO₂. El detector detecta la intensidad de la luz recibida y lo convierte en un valor de concentración de CO₂.

14.3. Cantidad de elementos

Vamos a especificar la cantidad de elementos necesarios.

Sistema de control: 1 PLC con un controlador PID

Sondas:

- 3 sondas de temperatura. Una en el retorno y otra en la impulsión, y la tercera en el aire exterior. La de retorno y aire exterior para saber si las condiciones exteriores son adecuadas o solo introducir el mínimo del Rite. Y la de impulsión para saber la potencia que se debe de dar a la batería de apoyo según la temperatura que queramos impulsar.
- 2 sondas de humedad. Una en el retorno y otra en el aire exterior. Esto nos permitirá saber si se puede deshumectar con el aire exterior sin encender el sistema frigorífico.
- 2 sondas de presión. Una en cada ventilador, retorno e impulsión. Esto es necesario para regular el variador y poder aumentar o disminuir la velocidad de giro de las aspas.
- 2 presostatos. Uno en cada filtro, para saber cuándo hay que cambiarlos.
- La compuerta de aire exterior será todo o nada, por lo que estará equipada con un sensor de entrada digital. Las otras dos compuertas, recirculación y bypass, estarán equipadas con sensores analógicos.

15. Energía solar térmica

La energía solar es una de las energías renovables más importantes de las que se dispone actualmente. La energía solar se puede utilizar de dos formas distintas.

Como fuente de calor o como fuente de electricidad. La energía solar como fuente de electricidad, se denomina energía fotovoltaica y como fuente de calor energía solar térmica.

Para nuestra aplicación, vamos a centrarnos en ésta última.

La energía solar térmica consiste en calentar un fluido aprovechando la energía del sol, produciendo calor y energía para el consumo a pequeña escala. El fluido debe ser un fluido caloportador. Los más comunes son; agua, agua y anticongelante, aceites de silicona y líquidos orgánicos sintéticos.

La elección del fluido depende de las condiciones exteriores. Éste afecta directamente a la eficiencia y la duración del panel solar, por lo que a la hora de elegir panel solar habrá que conocer las características diferenciadoras de cada fluido y su beneficencia para nuestro sistema.

15.1. Tipos de sistemas solares térmicos.

Podemos diferenciar dos tipos de sistemas distintos. Termosifón y sistema forzado.

15.1.1. Termosifón

El sistema de termosifón utiliza la diferencia de densidades del agua a diferente temperatura para que circule por el sistema. El agua que circula por el colector se va calentando y ascendiendo por él, hasta llegar al acumulador que se encuentra por encima de éste.

Suele usarse para uso doméstico ya que el acumulador no tiene mucha capacidad. Necesita poco mantenimiento y tiene gran efectividad.

15.1.2. Sistema forzado

Este sistema es como el que nombramos a continuación en el siguiente apartado. La diferencia con el sistema de termosifón es que el acumulador no tiene que estar por encima del colector, sino que puede estar alejado. Es por ello que necesita de bombas de calor para hacer circular el fluido por el circuito.

Se usa cuando se requieran grandes volúmenes de agua acumulada.

15.2. Elementos que forman el sistema solar térmico con sistema forzado.

Antes de nombrar todos los componentes del sistema, en la figura 15.1 podemos ver un esquema de una instalación completa.

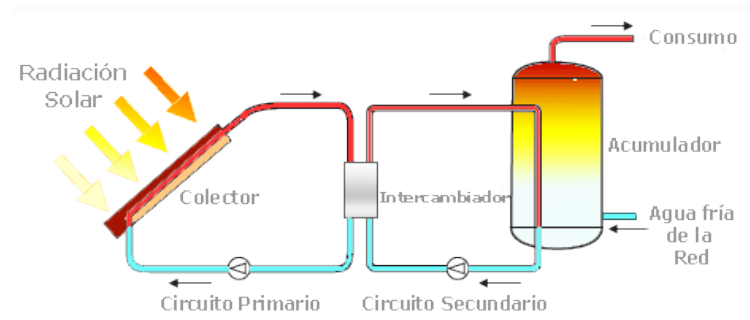


Figura 15.1 Instalación solar térmica.

- Captadores solares o colectores; Por estos paneles circula el fluido caloportador. Capturan la radiación solar y la convierten en energía térmica que ceden al fluido. Una de las características más importantes de estas placas son su absorptividad y su transmitividad.

La absorptividad es la proporción de radiación que un cuerpo absorbe y la transmitividad es la proporción de radiación que al incidir sobre un cuerpo acaba transmitiéndose a través de él sin absorberse ni reflejarse.

- Circuito primario: Es un circuito cerrado que transporta el fluido desde los colectores hasta el intercambiador de calor para ceder el calor al fluido del circuito secundario.
- Intercambiador: Es aquí donde se cede el calor al fluido del circuito secundario. El fluido del circuito primario pasa a través de un serpentín para aumentar así la superficie de contacto y tener mayor potencia cedida.
- Circuito secundario: Por este circuito circula el segundo fluido, calentado por el circuito primario. Éste cede su calor al agua de consumo que se encuentra en el acumulador.
- Acumulador: Es un depósito donde se acumula el agua calentada para el consumo. Tiene una entrada de agua fría por la parte inferior y una salida de agua caliente por la parte superior. Esta última va al consumo directamente.
- Bombas: Estas son las encargadas de hacer circular el fluido por los circuitos.

15.3. Ventajas e inconvenientes.

Vamos a nombrar las principales ventajas y desventajas de la energía solar térmica.

<u>Ventajas</u>	<u>Inconvenientes</u>
<ul style="list-style-type: none">• Es un tipo de energía que no contamina y proviene de una fuente inagotable.• La única inversión es el coste inicial de la instalación.• Son de fácil mantenimiento.• No requiere de ningún espacio adicional, se puede instalar en los edificios directamente.	<ul style="list-style-type: none">• La radiación fluctúa sin poder controlarlo.• Puede producirse la ebullición del fluido. Y si este lleva anticongelante, se pueden producir graves corrosiones.• Algunos materiales pueden degradarse con la temperatura.• Si hay sobreproducción se deberán instalar componentes

- Escaso consumo eléctrico, por lo que ahorraremos energéticamente. de disipación o sistemas de vaciado y llenado automático de los captadores.

15.4. Aplicaciones

Esta energía abarca múltiples aplicaciones, entre ellas;

- Producción de agua caliente sanitaria
- Climatización de las piscinas
- Sistemas de calefacción
- Refrigeración por absorción

16. Demanda energética

Los edificios de nueva construcción o rehabilitados están sometidos al cumplimiento del RITE y al CTE. Por lo que tenemos que cumplir una limitación de eficiencia energética. Un porcentaje del aporte de calefacción o frío debe de estar cubierto por energía renovable.

En nuestro caso, al realizar una instalación de climatización a una piscina, hay una contribución solar mínima que hay que incluir en la instalación. Hasta ahora, solo hemos incluido una deshumectadora con un sistema frigorífico y una batería de apoyo con caldera.

Vamos a cubrir las contribuciones de agua caliente sanitaria y la calefacción del vaso de la piscina mediante energía renovable. Así cubriremos el porcentaje de energía obligatorio.

16.1. Cuantificación de las exigencias

La contribución solar mínima va a abastecer a dos sistemas distintos. Por un lado, aportará energía al ACS y por otro, al agua del vaso de la piscina. Para poder hallar el caudal necesario y la energía necesaria lo vamos a dividir en dos sistemas separados. Una vez que tengamos el área de los captadores para cada sistema, los sumaremos.

16.1.1. Contribución solar mínima al ACS

Nos hemos apoyado en el documento HE4 del código técnico de la edificación. Según la demanda del agua caliente sanitaria y la zona climática en la que nos encontremos, tendremos un porcentaje mínimo a cumplir. Con la tabla 16.1 podemos hallar la zona climática según el caudal de ACS que tengamos. La tabla 16.2 nos muestra distintos intervalos de radiación para cada zona.

Demanda total de ACS del edificio (l/d)	Zona climática				
	I	II	III	IV	V
50-5.000	30	30	50	60	70
5.000-6.000	30	30	55	65	70
6.000-7.000	30	35	61	70	70
7.000-8.000	30	45	63	70	70
8.000-9.000	30	52	65	70	70
9.000-10.000	30	55	70	70	70
10.000-12.500	30	65	70	70	70
12.500-15.000	30	70	70	70	70
15.000-17.500	35	70	70	70	70
17.500-20.000	45	70	70	70	70
> 20.000	52	70	70	70	70

Tabla 16.1Contribución solar mínima para ACS en %

Zona climática	MJ/m ²	kWh/m ²
I	$H < 13,7$	$H < 3,8$
II	$13,7 \leq H < 15,1$	$3,8 \leq H < 4,2$
III	$15,1 \leq H < 16,6$	$4,2 \leq H < 4,6$
IV	$16,6 \leq H < 18,0$	$4,6 \leq H < 5,0$
V	$H \geq 18,0$	$H \geq 5,0$

Tabla 16.2 Radiación solar global

En el siguiente mapa se muestran las regiones de España a las que afecta cada zona climática.

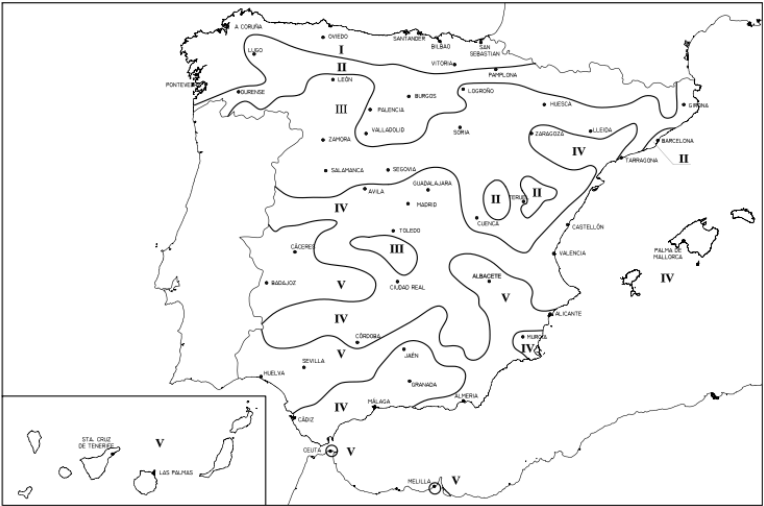


Figura 16.1 Zonas climáticas

Viendo el anexo 6, en La Coruña tenemos una radiación media de 3,86 kWh/m² al año. Por lo que estamos justo en la zona climática II según la tabla 16.2,

lo confirmamos con la figura anterior. Para hallar el porcentaje mínimo debemos de conocer el caudal de ACS.

16.1.1.1. Caudal de ACS

Para hallar la demanda de ACS nos guiamos por los valores de la siguiente tabla. Hay que tener en cuenta que estas demandas son a una temperatura en el acumulador final de 60°C. Si queremos una temperatura distinta deberemos de hacer una igualación de energías. Nosotros lo hallaremos a 60°C.

Criterio de demanda	Litros ACS/día a 60° C	
Viviendas unifamiliares	30	por persona
Viviendas multifamiliares	22	por persona
Hospitales y clínicas	55	por cama
Hotel ****	70	por cama
Hotel ***	55	por cama
Hotel/Hostal **	40	por cama
Camping	40	por emplazamiento
Hostal/Pensión *	35	por cama
Residencia (ancianos, estudiantes, etc)	55	por cama
Vestuarios/Duchas colectivas	15	por servicio
Escuelas	3	por alumno
Cuarteles	20	por persona
Fábricas y talleres	15	por persona
Administrativos	3	por persona
Gimnasios	20 a 25	por usuario
Lavanderías	3 a 5	por kilo de ropa
Restaurantes	5 a 10	por comida
Cafeterías	1	por almuerzo

Tabla 16.3 Demandas de referencia a 60°C

Vamos a necesitar el ACS para las duchas de los vestuarios. Por lo que necesitamos unos 15 l ACS/ día por servicio a 60°C.

Tenemos 3 duchas, y el aforo máximo de la piscina es de 9 personas. Vamos a estimar que 1 persona puede estar una hora aproximadamente en la piscina. La piscina está abierta 12 horas, y suponemos que cada persona se ducha después. Eso son 108 duchas al día, 36 cada ducha. Por lo que necesitaremos;

$$Q = 15 \cdot 108 = 1620 \frac{L}{dia}$$

Con ese caudal y la tabla 16.1, concluimos que necesitamos al menos un 30% de contribución solar.

16.1.2. Contribución solar mínima al vaso de la piscina.

La tabla para hallar el porcentaje mínimo de contribución para piscinas es la siguiente;

	Zona climática				
	I	II	III	IV	V
Piscinas cubiertas	30	30	50	60	70

Tabla 16.4 Contribución solar mínima para piscinas cubiertas en %

Al igual que el apartado anterior, estamos de la zona climática II. Por lo que necesitaremos un 30% de contribución mínima de energía solar.

16.1.2.1. Caudal de agua del vaso de la piscina.

Como se ha visto en el apartado 7.3.1, necesitamos renovar el 5% del volumen de la piscina. Por lo que tendremos una renovación de agua de 2,06 m³/día. Es decir, 2060 l/día.

17. Dimensionado de las instalaciones

solares

Para el dimensionado de la instalación vamos a utilizar el método de curvas F-chart. Éste nos permite calcular el área de los captadores solares, de modo que tenga una aportación de calor necesaria para cubrir las demandas de nuestro sistema.

Este es un cálculo fiable para estimaciones largas. No es muy fiable para estimaciones de corta duración.

Es un método iterativo. Donde debemos de suponer un área inicial para los captadores planos, y al aplicar el método y obtener una conclusión, debemos de comparar con el requerimiento del CTE que hemos visto en el apartado anterior y ver si aportamos el mínimo exigido con esa área. Por lo que el fin es hallar la variable adimensional del sistema solar, f , que es la fracción de la carga calorífica mensual aportada por el sistema de energía solar. Es decir, el porcentaje mínimo estipulado por el CTE.

Para poder llevarlo a cabo necesitamos datos mensuales medios meteorológicos.

El proceso de iteración lo vamos a realizar con Microsoft Excel. En el anexo 7 podremos ver el programa utilizado.

Como hemos dicho anteriormente vamos a aplicar este método para la demanda de ACS y la demanda del agua de la piscina de manera independiente.

17.1. Pasos a seguir para completar el proceso

Existe una serie de pasos para que podamos dar con una conclusión. Estas secuencias se deben de repetir tantas veces como sea necesario, hasta que cumplamos lo que exige el CTE.

1. Valoración de las cargas caloríficas para el calentamiento de agua destinada a la producción de ACS o calefacción.

2. Valoración de la radiación solar incidente en la superficie inclinada de los captadores.
3. Cálculo del parámetro D1.
4. Cálculo del parámetro D2.
5. Determinación de f.
6. Valoración de la cobertura solar mensual
7. Valoración de la cobertura solar anual.
8. Cobertura solar anual media

17.2. Placa solar a utilizar

Antes de comenzar con el dimensionado del sistema vamos a elegir el tipo de placa solar a utilizar y la marca.

Tenemos un gran caudal de ACS y de agua a calentar en la piscina, por lo que sería mucho más eficiente utilizar un sistema de energía solar térmica forzado. De modo que colocaremos los colectores en el tejado del hotel y el acumulador en la sala de calderas.

En cuanto al fluido caloportador, utilizaremos agua. En invierno es muy extraño que la temperatura baje de los 5°C y en raras ocasiones hay temperaturas bajo cero, por lo que el uso de un anticongelante no será necesario.

El captador a utilizar es Excellence FKT-2 de Junkers. Este captador tiene muy alto rendimiento, aún con condiciones adversas. Además, dispone de un circuito hidráulico de doble serpentín. Tiene la posibilidad de conectar 10 captadores en paralelo y lo más importante es que evita sobrecalentamientos cuando el consumo no es muy elevado, es decir, si estamos en temporada baja y no hay muchos huéspedes, la placa no se sobrecalentará.

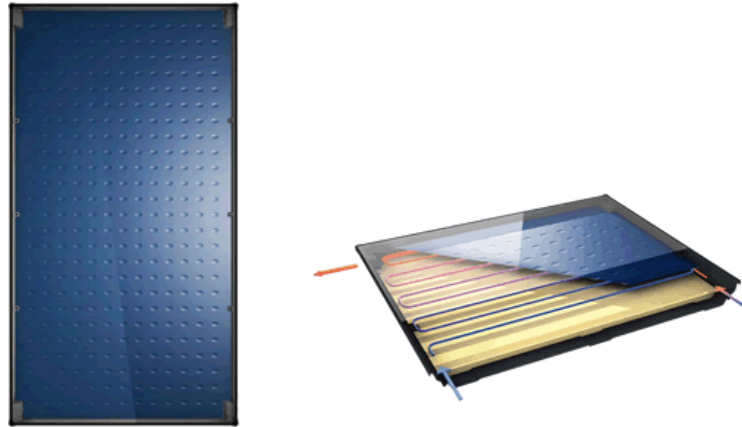


Figura 17.1 Captador Excellence FKT-2

En el anexo 8 disponemos de su ficha técnica.

17.3. Dimensionado de las instalaciones solares para el ACS.

17.3.1. Carga calorífica.

Esta es la cantidad de calor necesaria mensual para calentar el agua del ACS.

$$Q_c = Q_{ACS} \cdot \rho \cdot c_p \cdot (T_{60^\circ C} - T_{red}) \cdot N_{dias/mes}$$

Tendremos una cantidad de carga distinta para cada mes, ya que la temperatura de red varia de mes en mes. Como hemos dicho anteriormente, se ha utilizado Excel para su cálculo.

En el anexo 9 podemos ver la temperatura del agua de red para cada mes y cada provincia. A nosotros solo nos interesa La Coruña.

La Coruña	8	9	11	13	14	15	16	15	14	13	11	8
-----------	---	---	----	----	----	----	----	----	----	----	----	---

Tabla 17.1 Temperatura de red del agua de La Coruña.

Mes	N días de cada mes	T red (°C)	T red (K)	Carga calorífica (MJ)
Enero	31	8	281	$1,09 \cdot 10^4$
Febrero	28	9	282	$0,967 \cdot 10^4$
Marzo	31	11	284	$1,03 \cdot 10^4$
Abril	30	13	286	$1,2 \cdot 10^4$
Mayo	31	14	287	$0,96 \cdot 10^4$
Junio	30	15	288	$0,91 \cdot 10^4$
Julio	31	16	289	$0,92 \cdot 10^4$
Agosto	31	15	288	$0,95 \cdot 10^4$
Septiembre	30	14	287	$0,93 \cdot 10^4$
Octubre	31	13	286	$0,98 \cdot 10^4$
Noviembre	30	11	284	$0,99 \cdot 10^4$
Diciembre	31	8	281	$1,09 \cdot 10^4$

Tabla 17.2 Carga calorífica para cada mes

Demanda	1620	l/día
T almacenamiento	333	°C
Densidad del agua	1	kg/l
Cp	4180	J/Kg K

Tabla 17.3 Características del ACS

Ya tenemos la carga calorífica requerida por cada mes en la tabla 17.2.

17.3.2. Radiación solar incidente en la superficie inclinada de los captadores.

En el anexo 6 podemos encontrar los valores de la energía solar media diaria para todas las capitales de provincia.

A nosotros solo nos interesa La Coruña. Estos valores se muestran en kWh/m² día.

	E	F	M	A	M	J	JL	A	S	O	N	D
A Coruña	1,6	2,34	3,62	4,62	5,64	6,36	6,3	5,71	4,39	2,71	1,74	1,34

Tabla 17.4 Energía solar media diaria en kWh/m²

17.3.3. Cálculo del parámetro D1

Es aquí donde empieza el proceso iterativo. Para hallar D1 deberemos de suponer un número de colectores determinado. Para que cumpla la condición del CTE;

$$37,3 < \frac{kg_{acumulación}}{m^2_{captador}} < 300$$

Según la ficha técnica de nuestros captadores estos tienen una superficie de apertura de 2,426 m².

Suponemos 2 captadores. Por lo que el área total será;

$$S_{captadores} = 2 \cdot 2,426 = 4,852 \text{ m}^2$$

Suponemos un volumen de almacenamiento de 200 L/m²

$$V_{alm} = \frac{200L}{m^2} \cdot 4,852 \text{ m}^2 = 970,4 \text{ L}$$

El parámetro D1 indica la relación entre la energía absorbida por la placa de nuestro captador y la carga calorífica total de un mes.

$$D_1 = \frac{E_a}{Q_c}$$

La energía absorbida por el captador sigue la siguiente ecuación;

$$E_a = S_c \cdot F'_r \cdot (\tau \cdot \alpha) \cdot E_{dia} \cdot N$$

$$F'_r \cdot (\tau \cdot \alpha) = F_r \cdot (\tau \cdot \alpha)_n \cdot \left[\frac{\tau \cdot \alpha}{(\tau \cdot \alpha)_n} \right] \cdot \left(\frac{F'_r}{F_r} \right)$$

Donde;

E_a : energía absorbida

S_c : superficie de los captadores

E_{dia} : energía solar media diaria

N : número de días del mes

Q_c : carga calorífica

$F_r \cdot (\tau \cdot \alpha)_n$: eficiencia óptima del captador

$\left[\frac{\tau \cdot \alpha}{(\tau \cdot \alpha)_n} \right]$: modificador del ángulo de incidencia. Normalmente de 0,96.

$\frac{F'_r}{F_r}$: Corrección captador e intercambiador. Normalmente 0,95.

Nuestro captador tiene una eficiencia de 0,794 según el anexo 8. Por lo que;

$$F'_r \cdot (\tau \cdot \alpha) = 0,802 \cdot 0,96 \cdot 0,95 = 0,7241$$

Ahora podemos hallar la energía absorbida para cada mes del año. Y D1.

<i>Energía abs MJ</i>	<i>D1</i>
$0,63 \cdot 10^3$	0,057
$0,83 \cdot 10^3$	0,085
$1,42 \cdot 10^3$	0,138
$1,75 \cdot 10^3$	0,46
$2,21 \cdot 10^3$	0,229
$2,41 \cdot 10^3$	0,264
$2,47 \cdot 10^3$	0,267
$2,24 \cdot 10^3$	0,237
$1,66 \cdot 10^3$	0,178
$1,06 \cdot 10^3$	0,108
$0,66 \cdot 10^3$	0,066
$0,52 \cdot 10^3$	0,048

Tabla 17.5 Energía absorbida y parámetro D1.

17.3.4. Cálculo del parámetro D2

El parámetro D2 nos indica la relación entre la energía perdida en el captador y la carga calorífica de un mes.

$$D_2 = \frac{E_{perdida}}{Q_c}$$

La energía perdida se puede expresar de la siguiente forma;

$$E_{perdida} = S_c \cdot F'_r \cdot U \cdot (T_{ref} - T_{amb}) \cdot \Delta_t \cdot k_1$$

$$F'_r \cdot U = F_r \cdot U \cdot \left(\frac{F'_r}{F_r}\right)$$

Donde;

S_c : superficie de los captadores

T_{ref} : Temperatura de referencia (normalmente 100°C)

T_{amb} : Temperatura del ambiente exterior

Δ_t : Intervalo de tiempo del estudio

K_1 : factor de corrección por almacenamiento

El factor de pérdidas de nuestro captador es de 3,833 W/m²K.

Para hallar F_r utilizamos la curva de rendimiento del captador.

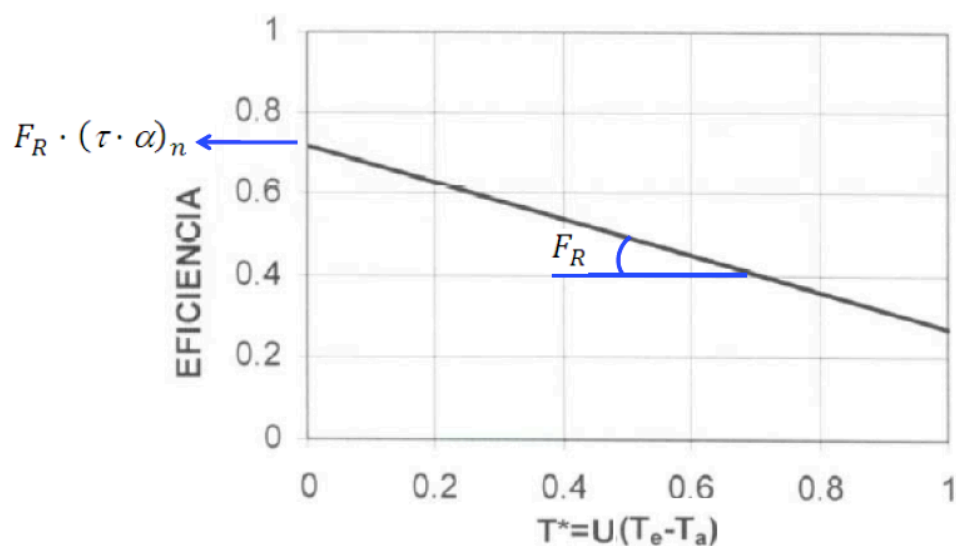


Figura 17.2 Curva de rendimiento de un captador genérico

Como vemos, F_R es la pendiente de la curva del captador, por lo que;

$$\eta = F_R \cdot [(\tau \cdot \alpha)_n - \frac{U \cdot (T_e - T_a)}{I}]$$

La ordenada en el origen corresponde con la eficiencia o rendimiento de nuestro captador.

$$F_R \cdot (\tau \cdot \alpha)_n = 0,802$$

Teniendo en cuenta que la transmitividad de nuestra placa es de 0,9 y la absorptividad es de 0,85.

$$F_R = 1,048$$

Por lo que ;

$$F'_r \cdot U = 1,048 \cdot 3,833 \cdot 0,95 = 3,8161$$

La temperatura ambiente en La Coruña la podemos ver en la siguiente tabla sacada de Aemet.

	E	F	M	A	M	J	JL	A	S	O	N	D
Temperatura media ambiente (°C)	10,4	10,9	11,7	12,5	14,4	16,7	18,7	19,2	18,2	15,6	13	14,4

Tabla 17.6 Temperatura media ambiente en La Coruña.

Antes de hallar la energía perdida y, en consecuencia, D2. Debemos de hallar el valor de k_1 .

Según el método de f-chart;

$$k_1 = \left(\frac{V_{alm} \cdot \rho_{agua}}{75 \cdot S_c} \right)^{-0,25}$$

$$k_1 = \left(\frac{9704 \cdot 10^{-3} \cdot 1}{75 \cdot 48,52} \right)^{-0,25} = 0,782$$

<i>Energía perdida MJ</i>	<i>D2</i>
$3,48 \cdot 10^3$	0,318
$3,12 \cdot 10^3$	0,323
$3,43 \cdot 10^3$	0,33
$3,28 \cdot 10^3$	0,274
$3,32 \cdot 10^3$	0,344
$3,13 \cdot 10^3$	0,342
$3,16 \cdot 10^3$	0,341
$3,14 \cdot 10^3$	0,332
$3,07 \cdot 10^3$	0,329
$3,27 \cdot 10^3$	0,332
$3,26 \cdot 10^3$	0,328
$3,32 \cdot 10^3$	0,304

Tabla 17.7 Energía perdida y parámetro D2.

17.3.5. Determinación de f

Una vez realizados todos los pasos anteriores hallamos la fracción de la carga calorífica mensual aportada por la instalación.

$$f = 1,029 \cdot D_1 - 0,065 \cdot D_2 - 0,245 \cdot D_1^2 + 0,0018 \cdot D_2^2 + 0,0215 \cdot D_1^3$$

<i>f</i>
0,0378
0,0656
0,1159
0,1276
0,2009
0,2329
0,2361
0,2090
0,1546
0,0866
0,0460
0,0293

Tabla 17.8 Fracción de carga calorífica aportada cada mes.

17.3.6. Valoración solar mensual

Ya que sabemos la fracción de la carga calorífica podemos hallar la carga útil aportada.

$$Q_u = f \cdot Q_c$$

<i>Carga útil (MJ)</i>
$0,412 \cdot 10^3$
$0,634 \cdot 10^3$
$1,19 \cdot 10^3$
$1,53 \cdot 10^3$
$1,94 \cdot 10^3$
$2,13 \cdot 10^3$
$2,18 \cdot 10^3$
$1,97 \cdot 10^3$
$1,44 \cdot 10^3$
$0,85 \cdot 10^3$
$0,46 \cdot 10^3$
$0,32 \cdot 10^3$

Tabla 17.9 Carga útil aportada por la instalación solar térmica.

17.3.7. Valoración solar anual

$$aporte\ solar\ anual = \frac{\sum_1^{12} Q_{\text{útil}}}{\sum_1^{12} Q_{\text{calorífica}}}$$

$$aporte\ solar\ anual = 12,51 \%$$

La aportación solar mínima según el CTE era de un 30%. Como no lo cumplimos deberemos de iterar hasta que el aporte solar anual sea mayor o igual que 30%.

17.3.8. Iteración

Número de colectores	Área de captación (m ²)	Cobertura solar anual (%)
3	7,278	18,29
4	9,704	23,77
5	12,13	28,96
6	14,556	33,85

Tabla 17.10 Iteración para hallar el número de colectores necesarios para el ACS.

Con 6 colectores tenemos una aportación de 33,85 %, por lo que cumpliremos el 30% mínimo reglamentario según el CTE.

17.4. Dimensionado de las instalaciones solares para el agua de la piscina.

El proceso es exactamente el mismo que con el ACS, pero con un volumen de 2060 l/día.

Hemos seguido el siguiente proceso de iteración;

Número de colectores	Área de captación (m ²)	Cobertura solar anual (%)
4	9,704	19,11
5	12,13	23,41
6	14,55	27,53
7	16,98	31,47

Tabla 17.11 Iteración para hallar el número de colectores necesarios para el calentar el agua del vaso de la piscina.

Necesitaremos 7 colectores para cubrir el 30% de aporte solar para el agua de la piscina.

17.5. Instalación final

Vamos a resumir todos los elementos necesarios en nuestra instalación.

Captadores

Para poder abastecer tanto al ACS como al vaso de la piscina necesitaremos un total de 13 colectores solares. 6 colectores para el ACS y 7 para calentar el vaso de la piscina.

Acumulador

El acumulador deberá cumplir la condición de CTE. $37,3 < \frac{kg_{acumulación}}{m^2_{captador}} < 300$.

Por lo que, si cada captador tiene un área de absorción de 2,426 m², tendremos un total de 31,54 m².

$$1176,37 < \text{kg}_{\text{acumulación}} < 9461,4$$

Como la densidad del agua es 1 kg/L, elegiremos un volumen de acumulación de 8000 l. Para ello vamos a utilizar 2 acumuladores de 4000 l cada uno de Saunier duval, gama de acero vitrificado BDLE. La presión máxima del ACS es de 8 bar y la temperatura máxima es de 90°C.

Intercambiador de calor

Entre el circuito primario y el secundario necesitaremos un intercambiador de calor. Este debe de cumplir el código técnico de la edificación. En concreto, el apartado 3.3.4 de la sección 4 del documento básico de ahorro de energía. Este dice;

1 “Para el caso de intercambiador independiente, la potencia mínima del intercambiador P , se determinara para las condiciones de trabajo en las horas centrales del día suponiendo una radiación solar de 1000W/m² y un rendimiento de la convesion de energía solar a calor del 50% cumplindose la condición:

$$P \geq 500 \cdot A$$

Siendo; P potencia mínima del intercambiador [W] y A el airea de captadores [m²]”

2 “Para el caso de intercambiador incorporado al acumulador, la relación entre la superficie útil de intercambio y la superficie total de captación no será inferior a 0,15. “

3 “En cada una de las tuberías de entrada y salida de agua del intercambiador de calor se instalará una válvula de cierre próxima al manguito correspondiente.”

4 “Se puede utilizar el circuito de consumo con un segundo intercambiador (circuito terciario).”

Vamos a centrarnos en el primer apartado. Donde, suponiendo una radiación media de 1000W/m² y un rendimiento del captador del 50%, podríamos

hallar la potencia del intercambiador, ya que a nuestro fluido calo-portador le llegarían solo 500W/m² y esta potencia es la que cederá al segundo circuito.

Teniendo un área total de 31,54 m², la potencia requerida por nuestro intercambiador será de;

$$P=500 \cdot 31,54= 15769 \text{ W}$$

Por lo que necesitaremos un intercambiador agua-agua de 16 KW. Vamos a utilizar el intercambiador Expla 17 de Ferroli de 17 KW.

Grupo de bombeo

Como bomba para hacer circular el fluido por el circuito térmico vamos a utilizar el modelo de dos líneas AGS 20-2 de Junkers. Como hemos utilizado los captadores de esa misma marca, nos indica para cuántos captadores es apta esta bomba. La AGS 20-2 es adecuada para 11 a 20 captadores, además de disponer de válvula de antirretorno, válvula de seguridad y conexión para vaso de expansión.

Tuberías

En el CTE, apartado 3.4.5 de la sección 4 dice;

1 *“En las tuberías del circuito primario podrán utilizarse como materiales el cobre y el acero inoxidable, con uniones roscadas, soldadas embridadas y protección exterior con pintura anticorrosiva”*

2 *“En el circuito secundario o de servicio de agua caliente sanitaria, podrá utilizarse cobre y acero inoxidable. Podrá utilizarse materiales plásticos que soporten la temperatura máxima del circuito y que le sean de aplicación y esté autorizado su utilización por las compañías de suministro de agua potable.”*

Por lo que vamos a utilizar tuberías de acero inoxidable para ambos circuitos. De 16 mm de diámetro nominal y 8 bares de presión de trabajo.

18. Presupuesto

Para poder realizar este proyecto con éxito, debemos de llevar un control financiero de la instalación. Esto nos ayudará a minimizar los riesgos de sobrecostes. No se va a tener en cuenta la mano de obra, la puesta en marcha o el mantenimiento. Solo hallaremos el precio de la realización de la instalación y el material necesario para llevarlo a cabo. Vamos a detallar los precios unitarios de cada componente, además de la cantidad necesaria de cada uno.

18.1. Cantidad

Descripción		Unidades	Precio/un.	Precio
Deshumectadora				
1.1	Deshumectadora, marca LCI HVAC, modelo GW9. Potencia frigorífica 14,54 kW, caudal de deshumectación 9 kg/h.	1 ud	10959€	10959€
Obras del edificio				
1.2	Cerrar la pared de vidrio oeste y emparedarla.	1 ud	345 €	345 €
1.3	Cerrar la cubierta de vidrio y emparedarla.	1 ud	560 €	560 €
1.4	Ventilador de techo de 56 pulgadas con 3 aspas para prevenir estratificación.	1 ud	995 €	995 €
1.5	Persianas exteriores. Venecianas de pino blanco con lamas de 15 mm de ancho.	9 uds	44,04 €	396,36 €
Instalación de la red de conductos				
1.6	Red de conductos de aire para su distribución.	29 m	21 €	609 €
Sistema solar térmico				
1.7	Placas solares, marca Junker, modelo FKT-2S	13 uds	788 €	10244 €
1.8	Grupo de bombeo AGS 20-2 de Junkers	1 ud	655 €	655 €
1.7	Intercambiador Expla 17 de 17 kW de Ferroli para el intercambio entre el circuito primario y secundario.	1 ud	1025 €	1025 €
1.8	Vaso de expansión Wolf de 50 l.	1 ud	272€	272€
1.9	Red de tuberías para el ACS. Código producto: AK FMH011DN16NB	50 m	8,43 €	421,5 €
1.10	Acumulador de 4000 l.	2 ud	6659 €	13318 €
1.11	Intercambiador Expla 9 de 7 kW de Ferroli para el intercambio entre el agua del sistema solar y el vaso de la piscina.	1 ud	810 €	810 €
1.12	Caldera de gas natural de 50 kW de schuster.	1 ud	3210 €	3210 €
1.13	Válvula de 3 vías para conexión entre instalación solar y caldera.	2 ud	75,10 €	150,2 €
TOTAL				43970,06 €

Tabla 18.1 Presupuesto de la instalación completa.

18.2. Resumen del presupuesto

Instalación de climatización completa	43970,06
IVA (21%)	
TOTAL	53203,77

Tabla 18.2 Presupuesto final de la instalación de climatización.

19. Conclusiones

El objetivo de este documento ha sido diseñar una instalación de climatización para una piscina interior de un hotel situado en A Coruña, además de proporcionar agua caliente sanitaria y calefacción al vaso de la piscina mediante energía solar térmica.

Para poder dimensionar nuestro equipo acondicionador hemos tenido que hallar previamente el caudal total y las cargas térmicas, tanto de calefacción como de refrigeración.

Nuestro caudal es de $2500 \text{ m}^3/\text{h}$ con 8 renovaciones a la hora.

Para el cálculo de cargas hemos tenido en cuenta la radiación incidente en la piscina, así como el factor de almacenamiento de los cerramientos, las pérdidas por transmisión entre los cerramientos, tanto por convección como por conducción, las pérdidas por ventilación, iluminación, ocupación y por último las pérdidas del vaso de la piscina debidas a evaporación y convección en la superficie. Todas las cargas mencionadas, han sido separadas entre carga latente y carga sensible, y posteriormente sumadas.

En un primer cálculo de las cargas, hemos obtenido unos valores de 21,8 kW de carga de refrigeración y 12,8 kW en carga de calefacción. Esta es una carga muy elevada para un volumen de $319,31 \text{ m}^3$, por lo que decidimos incorporar elementos para disminuir estas cargas y así nuestro equipo no quedase muy sobredimensionado.

Los elementos paliativos que hemos utilizado han sido;

1. Tapiar y aislar el muro oeste de la piscina, ya que las ráfagas de viento en invierno sobre este cerramiento eran inmensas, y además nos ayudaba a disminuir las pérdidas en nuestra piscina.
2. Tapiar y aislar la cubierta, ya que la radiación solar incidente era inmensa, por lo que teníamos unas ganancias muy grandes.
3. Incorporar unas persianas venecianas exteriores en los cerramientos de cristal.

Gracias a estos elementos logramos disminuir las cargas a 4,5 kW en refrigeración y 8,5 kW en calefacción. En calefacción no hemos reducido mucho

debido a los vidrios en la cara norte y este, ya que tienen un coeficiente de pérdida muy elevado, pero aun así, ya es un valor tolerable.

En los siguientes diagramas vemos unos gráficos de sectores donde podemos ver la proporción de cada carga.

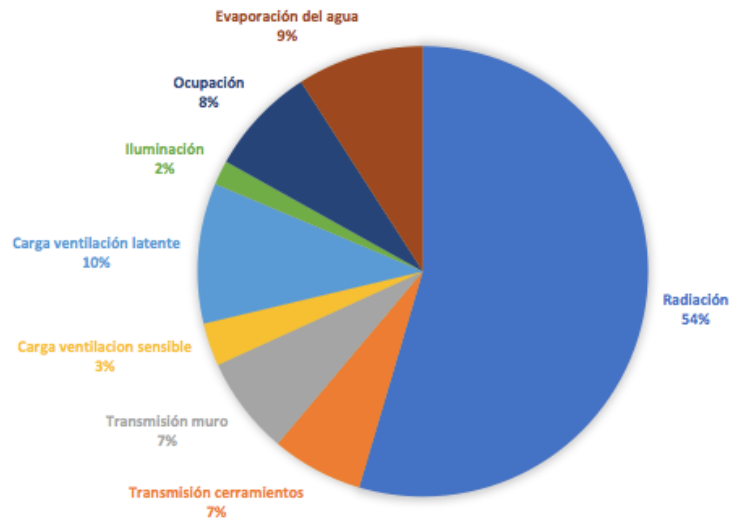


Figura 19.1 Gráfico de sectores de carga de refrigeración

Lo que más peso tiene en la carga de refrigeración es la radiación solar, con un 54%. Esta carga tiene un gran contraste con las demás y disminuyendo ésta lo máximo posible, nuestro equipo trabajará en mejores intervalos.

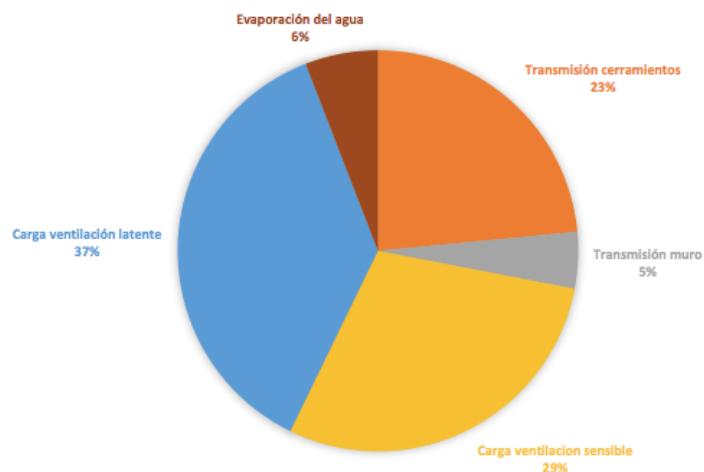


Figura 19.2 Gráfico de sectores de carga de calefacción

Lo que más peso tiene en la carga de calefacción es la carga de ventilación latente con un 37%. Esto se debe a la baja cantidad de humedad que contiene el aire exterior. Podemos ver que la carga de ventilación sensible también es bastante alta comparada con las demás, debido a la baja temperatura con la que entra el aire exterior.

El sistema de climatización elegido ha sido un sistema de expansión directa, debido a que no hay mucho volumen de aire que mover y necesitamos un equipo independiente y compacto. Este sistema de expansión directa irá incorporado a un climatizador. Esto se conoce como deshumectadora. Estos equipos son muy económicos y ahorran mucha energía, además de poder incorporarle elementos adicionales para satisfacer nuestras condiciones de confort.

La deshumectadora es de la marca LCI HVAC, llamada GW9, tiene una potencia frigorífica de 14,54 kW y un caudal de condensación de 9 kg/h.

Esta deshumectadora está compuesta por un sistema frigorífico con batería de calor de apoyo, un aerotermo, filtros, recuperador con bypass, ventiladores y compuertas.

Hay dos filtros, un F6 en la entrada de aire exterior y un F8 justo antes de la impulsión.

El recuperador de calor es de placas, equipado con sección de bypass por si nos interesa hacer free-cooling.

Los dos ventiladores centrífugos son con palas perfiladas hacia atrás. Ya que el caudal que necesitamos mover es muy pequeño y un axial podría no soportar la pérdida de carga de nuestro climatizador.

El sistema frigorífico está compuesto por dos baterías, una evaporadora y una condensadora, y un compresor tipo Scroll. El compresor tiene una potencia de 14,54 kW y consume 2,96 kW. La batería condensadora tiene una potencia de 17,5kW y el refrigerante usado es el R410A.

Hemos elegido este refrigerante gracias a que es un gas azeotrópico y en caso de fuga solo habría que recargar la diferencia, no sería necesario el vaciado completo del sistema. Su rendimiento es elevado, por lo que tendrá una buena

transferencia de calor, necesitando menos caudal de refrigerante y menos sección de tubería que otros refrigerantes, así como el R407C.

Para compensar las cargas de calefacción y refrigeración de la piscina hemos tenido que incorporar una batería extra para compensar las pérdidas en invierno y un aerotermo para poder disipar el calor de la batería condensadora y así poder compensar las ganancias en verano, ya que la entalpía del aire de impulsión era demasiado elevada.

La batería de calor tiene una potencia de 20 kW y el aerotermo de 5,5 kW.

Esta deshumectadora está equipada con un sistema de control que es capaz de controlar la humedad, la temperatura, el CO₂ y la presión, mediante un controlador PID.

La humedad se controlará mediante una sonda de humedad con sensor capacitivo, la temperatura con una sonda de temperatura con sensor PT, el CO₂ con un sensor de infrarrojos y la presión utilizaremos dos tipos; un transductor de presión con sensor capacitivos para hallar la presión en los ventiladores y un presostato como indicador de suciedad en los filtros.

Todos los datos finales de nuestra deshumectadora se recogen en la hoja de especificaciones. Anexo 3. Esta hoja es la que hemos creado para que LCI nos hiciese una oferta.

La deshumectadora irá instalada en la cara norte de la sala de calderas, de modo que se pueda realizar la impulsión directamente desde la boca del climatizador. Impulsaremos desde la parte superior de la pared oeste y retornaremos por la parte inferior de la cara opuesta. El conducto de retorno se introducirá por debajo del suelo del local hasta llegar al climatizador.

Por otra parte, según el código técnico de la edificación, los edificios rehabilitados deben cumplir una limitación de eficiencia energética. Es decir, un porcentaje de aporte de calor debe de provenir de energía renovable. Es por ello,

que hemos instalado un sistema de energía solar térmica con placas solares, para abastecer de ACS y calentar el agua de la piscina.

Nuestro sistema de energía solar térmica está compuesto por 13 placas solares, 6 de ellas son necesarias para aportar un 30% de la potencia requerida por el ACS y los 7 restantes para aportar un 30% de la potencia para calentar el agua del vaso de la piscina. Además, nuestra instalación tiene un intercambiador de calor de 17 kW para ceder la potencia del circuito primario al secundario. Dos acumuladores de 4000L cada uno almacenarán el agua de consumo.

Un grupo de bombeo hará circular el fluido por los 13 captadores. Esta tiene una válvula antirretorno integrada.

Las tuberías son de acero inoxidable y de 16 mm de diámetro nominal.

El resto de la potencia demandada en ACS y el vaso de la piscina se proporcionará mediante una caldera de gas natural. Esta será de 50 kW, ya que tiene que proporcionar, además, calefacción a la batería de apoyo de la deshumectadora. La instalación dispondrá de válvulas de 3 vías que hará llegar el agua a su destino procedente tanto de sistema solar térmico como de la caldera.

Toda la instalación tiene un coste de 53203,77 euros. Hemos realizado un presupuesto para poder estimar un coste inicial y así poder controlar sobreprecios. Además de tener organizado todos los elementos necesarios y poder priorizarlos.

En definitiva, hemos conseguido una instalación de climatización que garantiza el confort y bienestar de los ocupantes de la piscina, eliminando el problema de condensación en las ventanas y evitando que la temperatura ascienda del valor de consigna establecido.

20. Anexos

Provincia	Estación	Indicativo
A Coruña	A Coruña (Estación completa)	1387

UBICACIÓN: CENTRO CIUDAD**Nº DE OBSERVACIONES Y PERIODO**

a.s.n.m. (m)	Lat.	Long.	T. seca	Hum. relativa	T. terreno	Rad
58	43°22'02"	08°25'10"W	87.600 (1998-2007)	(2)18.980 (1998-2007)	14.600 (1998-2007)	58.384 (1998-2007)

CONDICIONES PROYECTO CALEFACCIÓN (TEMPERATURA SECA EXTERIOR MÍNIMA)

TSMIN (°C)	TS_99,6 (°C)	TS_99 (°C)	OMDC (°C)	HUMcoin (%)	OMA (°C)
0,6	4,4	5,6	8,0	77	21,6

CONDICIONES PROYECTO REFRIGERACIÓN (TEMPERATURA SECA EXTERIOR MÁXIMA)

TSMAX (°C)	TS_0,4 (°C)	THC_0,4 (°C)	TS_1 (°C)	THC_1 (°C)	TS_2 (°C)	THC_2 (°C)	OMDR (°C)
34,5	26,0	20,5	24,3	19,8	23,0	19,2	10,8

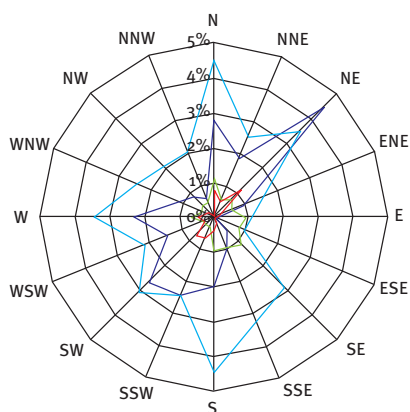
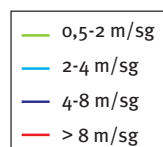
CONDICIONES PROYECTO REFRIGERACIÓN (TEMPERATURA HÚMEDA EXTERIOR MÁXIMA)

TH_0,4 (°C)	TSC_0,4 (°C)	TH_1 (°C)	TSC_1 (°C)	TH_2 (°C)	TSC_2 (°C)
20,6	26,1	19,8	24,8	19,2	23,6

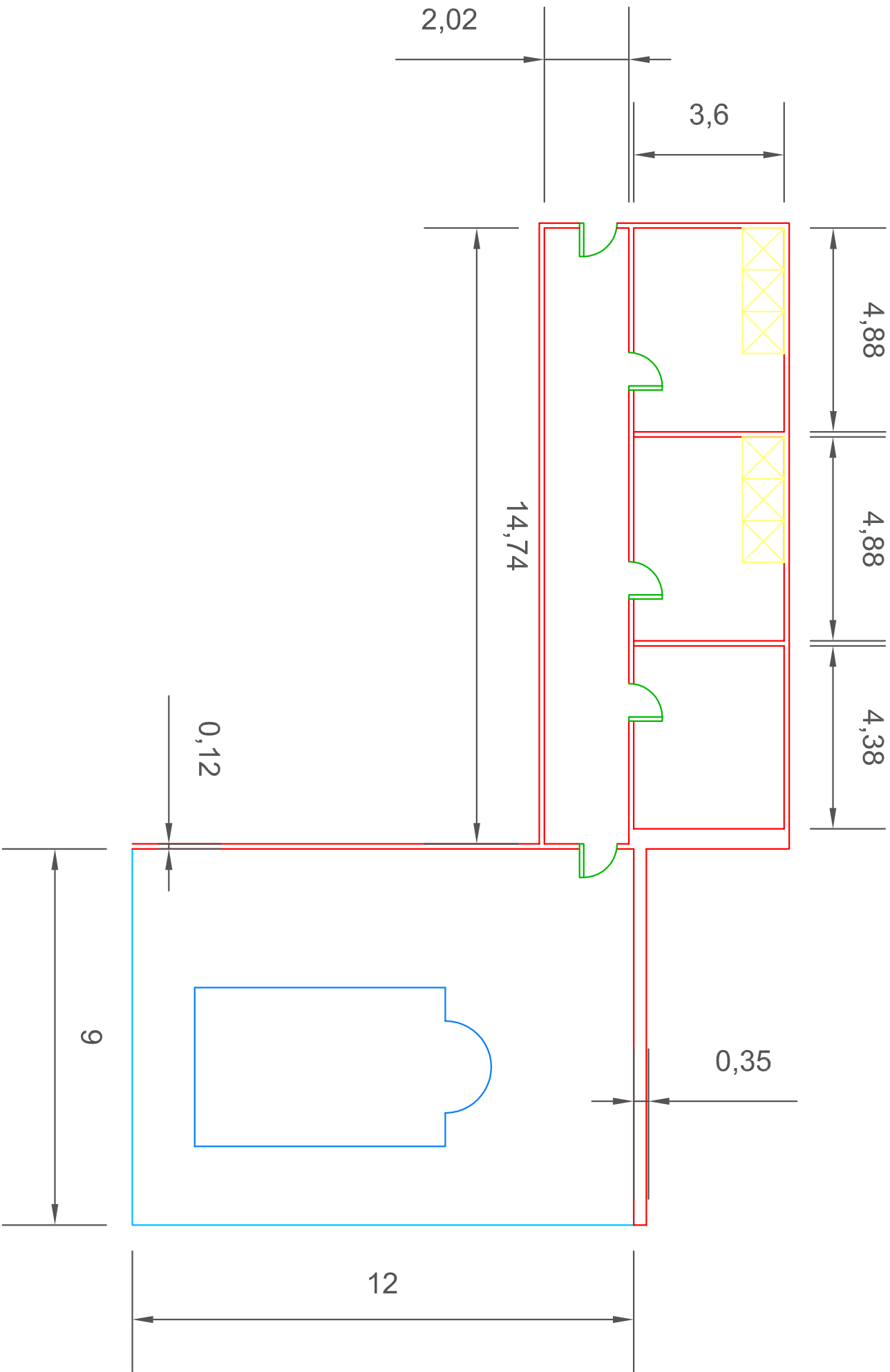
VALORES MEDIOS MENSUALES

Mes	TA (°C)	TASOL (°C)	GD_15 (°C)	GD_20	GDR_20	RADH (kWh/m² día)	TTERR (°C)
Enero	11,0	11,8	128	280	0	1,5	10,6
Febrero	10,9	12,0	119	257	0	2,5	10,9
Marzo	12,5	13,6	89	234	1	3,4	12,7
Abril	12,7	13,7	77	219	0	4,6	14,3
Mayo	14,9	15,8	34	160	2	5,6	17,1
Junio	17,6	18,5	5	86	12	6,2	20,1
Julio	18,8	19,7	1	53	16	6,2	21,6
Agosto	19,5	20,4	0	38	21	5,6	22,1
Septiembre	18,4	19,7	2	60	13	4,2	20,6
Octubre	16,2	17,4	18	123	5	2,5	17,5
Noviembre	13,0	14,0	71	210	0	1,6	13,7
Diciembre	11,4	12,3	116	267	0	1,3	11,2

Rosa de los vientos: velocidad media 3,43 m/s

Valores normales. Periodo 1971-2000. A Coruña
Rosa de los vientos. Anual

Calmas: 17%



HOJA DE ESPECIFICACIONES

Obra: Hotel de naturaleza a vía láctea		Ingeniera: Ana Walsh López	
Zona: La Coruña		Sup. piscina(m ²): 39,2	Volumen local(m ³): 319,31
Localidad: La Coruña		a.s.n.m(m): 58	
T _{s,int} (°C): 28	T _{s,ext invierno} (°C): 5,7	T _{s,ext verano} (°C): 26	Nº horas de funcionamiento al día (h): 12
HR(%): 65	HR (%): 77	HR (%): 60,1	

Caudal (m ³ /h)	2500
Presión estática disponible (Pa)	150

Filtros	Entrada aire exterior:	F6
	Impulsión:	F8

Recuperador de calor		Invierno	Verano
	Tª aire exterior(°C)	5,6	26
	Humedad relativa exterior	77	60,1
	Caudal impulsión (m³/h)	2500	2500
	Tº retorno (°C)	28	28
	Humedad relativa retorno	65	65
	Caudal retorno (m³/h)	2500	2500
	Eficiencia mínima (%)	47	
	Pérdida de carga máxima (Pa)	160	
Exigencias	El recuperador de calor será de placas y tendrá una compuerta de bypass para hacer free-cooling.		

Sistema frigorífico	Batería evaporadora	Potencia frigorífica (kW):	14,27
		Potencia deshumectación (g _{agua} /kg _{aire}):	8,9
	Batería de apoyo	Potencia frigorífica (kW):	20
	Características de la batería	Tubos: Cobre Aletas: Aluminio-magnesio Estructura: Acero galvanizado	
	Compresor	Unidad: 1 Tipo: Scroll Potencia (KW): 14,27	

Ventiladores	Tipo:	Centrífugo
	Palas:	Hacia atrás

Compuertas	2 compuertas exterior 1 compuerta recirculación
------------	--

Control	PLC con controlador PID		
	Temperatura	3 sondas:	Retorno Impulsión Exterior
	Humedad	2 sondas:	Retorno Exterior
	Presión	2 sondas:	Cada venilador

		2 Filtro F6 presostatos: Filtro F8
	Compuerta	Todas las compuertas deberán estar automatizadas.

Aerotermino	Potencia:	5,5 kW
	Características:	Mismo material que las baterías del sistema frigorífico.

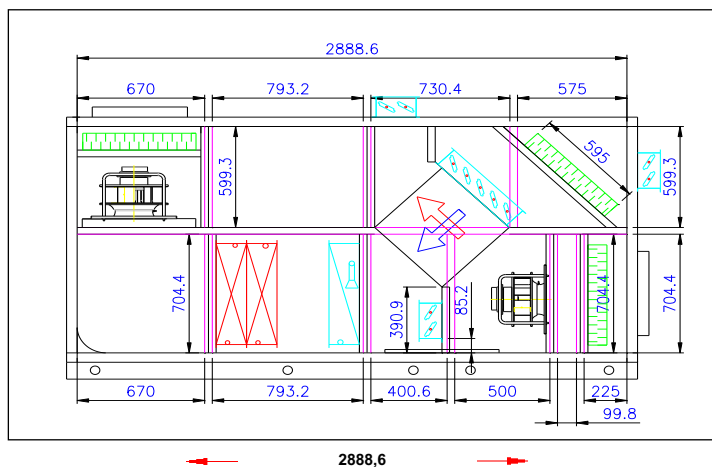


Ciudad:	Madrid	Temp. Invierno:	-4,9	HR Invierno %:	90
Obra:		Temp. Verano:	36,1	HR Verano %:	27,7
Referencia:	GW9	Unidades:	1	Tecnico:	

Unidad de Tratamiento de Aire COMPACT

Modelo: CP- 3

Ancho= 811,4



100 + 1339

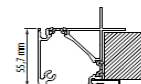
	Impulsión	Retorno	
Caudal	2500	2500	m3/h
Presión Estática Disponible	200	200	pa

Velocidad de paso Impulsión: 0,81 m/s
Velocidad de paso Retorno: -9,00 m/s

Aspectos Estructurales:

Perfil: Aluminio Extruido 55
Panel: Lana de roca e=50 40kg/m3
Aislamiento: Lana de roca e=50 40kg/m3
Interior: Acero inoxidable AISI-304
Exterior: Chapa Galvanizada Prelacada Ral-9010

Cubrejuntas interiores: Acero inoxidable AISI-304
Estructura: Aluminio
Acabado: Interior
Montaje: Bancada
Peso: 690 kgs



Filtros:

Descripción:
Miniplegado Servimini F6 (Marco metálico) rejilla electrosoldada Norma EN-779
Miniplegado Servimini F8 (Marco metálico) rejilla electrosoldada Norma EN-779

Pérd. carga inicial / pa	Calculo / pa	Posición	Retorno
53	126	Impulsion	
103	202	Impulsion	

Compuertas:

Posición:	Dimensiones:	Material:	V. paso/m.sg	Servomotor:	Pérd. carga / pa	Caudal:
Aire Exterior	500 210	Aluminio	6,61	No	20	2500
Mezcla	500 210	Aluminio	6,61	No	20	2500

Recuperador:

Denominación:	Potencia/Kw	Eficiencia %	P. Carga Imp. / pa	P. Carga Ret. / pa
BE AC 05 N 0700 M 1 AR CD SC ABBP140	2,55	73,2	140	149

Baterías:

Denominación:	Modelo	Potencia / Kw	P. Carga / pa	Observaciones
Batería de Frio Cu-AlMg2,5-FeZn	P3012ED 3R-20T-490A-2.0pa 10C 28mm	14,54	105	
Batería de Calor Cu-AlMg2,5-FeZn	P40AC 2R-15T-540A-2.0pa 2C 3/4"	21,3	40	
Batería Condensación Cu-AlMg2,5-FeZn	P3012COND 4R-20T-540A-2.0pa 3C 28mm 22	17,69	46	

Grupo frigorífico:

Denominación:	Nº compresores	Consumo Eléctrico:	COP
PANASONIC SCROLL	1	3,58	4,91

Ventilador de Retorno:

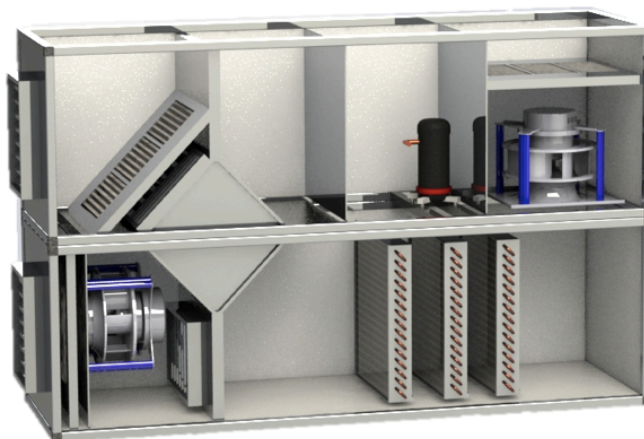
Marca:	Denominación:	RPM	P.E.D./ pa	P.E.T. / pa	Potencia ABS/Kw	Rendimiento %
ZIEHL ABEGG	GR45C-ZIK.DC.CR	2583	100	358	0,293	60,3
Motor tipo	Tamaño	Potencia kw	RPM	Voltaje	Consumo Amp.	
ECblue	Regulador EC integrado	1,8	2960	200V...277V	3,9	

Ventilador de Impulsión:

Marca:	Denominación:	RPM	P.E.D./ pa	P.E.T. / pa	Potencia ABS/Kw	Rendimiento %
ZIEHL ABEGG	GR31CZID.DC.CR	2437	100	764	0,764	61,7
Motor tipo	Tamaño	Potencia kw	RPM	Voltaje	Consumo Amp.	
ECblue	Regulador EC integrado	2,5	3640	380V...480V..	4	

Suplementos:

Protección equipotencial en ventiladores
Conexiones flexibles en ventiladores
Marcado de seguridad CE



GAMA GW – Equipos deshumectadoras de media y alta potencia con circuito frigorífico integrado.

Caudal de aire de la GW-9: 2500 m³/h

Características:

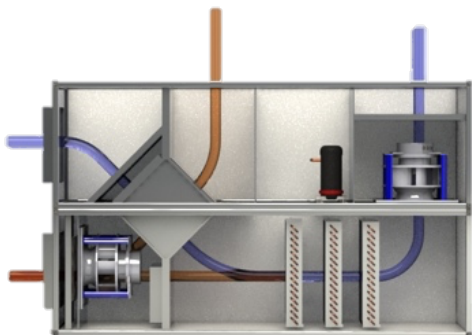
- ❖ Filtración del aire en todos los modos de funcionamiento.
- ❖ Grupo frigorífico incluido dotado de compresor Scroll. Muy compacto y eficiente.
- ❖ Estructura de acero galvanizado con aislamiento de lana de roca. Resistente a agentes exteriores e interiores.
- ❖ Batería de apoyo incorporada para caldera. Circuito con válvula de 3 vías para su regulación con el control.
- ❖ Cuadro eléctrico diseñado según el reglamento de alta tensión y con grado de protección IP54.
- ❖ Sistema de control PID libremente programable con pantalla táctil y menús en castellano.

Opcionales:

- ❖ Condensador refrigerante-agua para el agua del vaso.
- ❖ Aerotermo refrigerante-aire.
- ❖ Versión agua caliente de baja temperatura
- ❖ Control dotado de servidor web.
- ❖ Acceso a distancia a través de internet.
- ❖ Baterías cobre-cobre.
- ❖ Presostato filtros sucios.
- ❖ Compuerta de by-pass.
- ❖ Tejadillo para las instalaciones en exteriores.
- ❖ Comunicación por BMS
- ❖ Tratamiento epoxi
- ❖ Impulsión lateral o superior
- ❖ Filtros de alta eficiencia

➔ Modos de funcionamiento principales

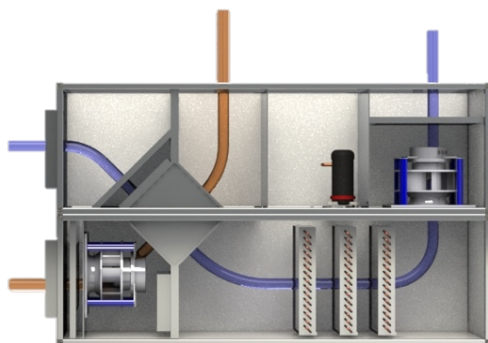
Deshumectación con circuito frigorífico y aire exterior.



En los casos donde el aire exterior tenga una humedad absoluta inferior a la humedad interior, se utilizará el aire exterior para deshumectar complementando al sistema frigorífico.

Se utilizará la compuerta de bypass en caso de que la entalpía no sea favorable. El aire de recirculación se mezcla con el exterior y pasa por el circuito frigorífico para deshumectarse. Posteriormente, si es necesario, se pos calienta el aire en la batería de agua y se impulsa al local.

Deshumectación con 100% aire exterior.

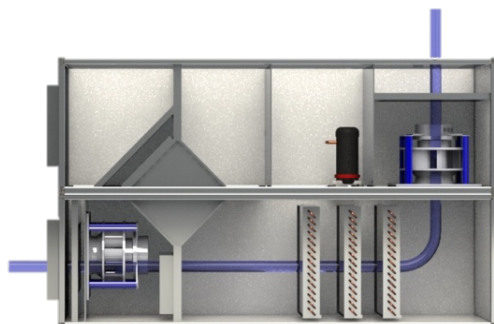


Si las condiciones exteriores son adecuadas, la compuerta de recirculación se cerrará proporcionalmente y se aprovechará el aire exterior.

El recuperador es de gran utilidad en este caso, permitiendo acondicionar el aire exterior a las condiciones óptimas de impulsión sin necesidad de utilizar el sistema frigorífico, ahorrando energéticamente.

Free-cooling es una opción, gracias a la compuerta de bypass.

Deshumectación en recirculación.



Para habilitar la piscina se podría deshumectar con aire recirculado hasta su puesta en marcha. Este modo será de utilidad cuando la entalpía exterior no sea favorable.

En este modo de funcionamiento, el aire interior se deshumecta en la evaporadora hasta adquirir unas condiciones óptimas para su impulsión. En caso de necesitar una temperatura de impulsión mayor, se recurrirá a la batería de agua.

➔ Características técnicas

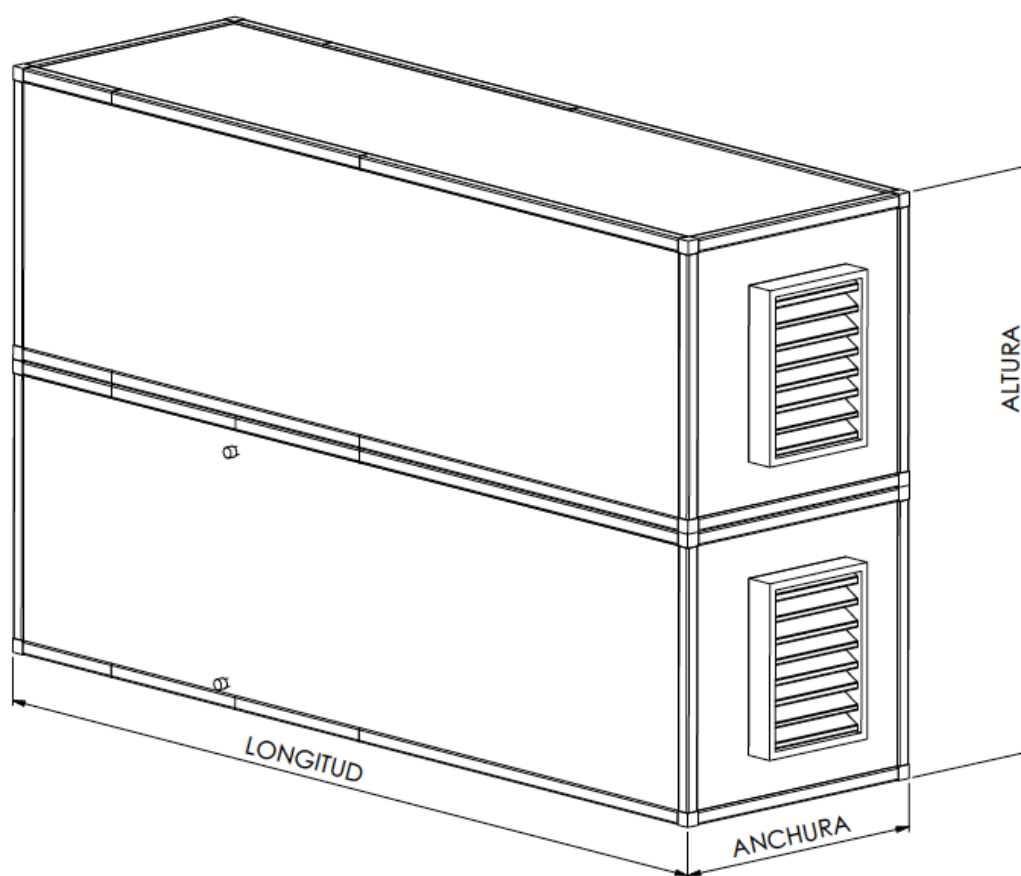
Datos técnicos		GW9
Potencia frigorífica	(KW)	14,54
Caudal de aire nominal	(m ³ /h)	2500
Potencia deshumectación	(kg/h)	9.00
Nº de compresores		1
Tipo de compresor		Scroll
Circuitos frigoríficos		1
COP compresor		4,96
Presión disponible impulsión	(Pa)	150
Presión disponible retorno	(Pa)	150

Recuperador		GW9
Potencia recuperada	(kW)	11,3
Rendimiento	(%)	70%
Pérdida de carga	(Pa)	150

Consumos		GW9
Consumo compresor	(kW)	2,96
Consumo ventilador impulsión	(kW)	0,76
Consumo ventilador retorno	(kW)	0,49
Consumo total nominal	(kW)	7,26

Batería de apoyo de agua caliente		GW9
Potencia	(kW)	23
Caudal de agua	(l/s)	0,3325
Pérdida de carga	(kPa)	5

→ Dimensiones



Dimensiones		GW9
Ancho	(mm)	812
Largo	(mm)	2820
Alto	(mm)	1450
Peso	(kg)	

➔ Precio

10959€

Opcionales incluidos:

- ❖ Recuperador de placas aire-aire con bypass.
- ❖ Tejadillo para exteriores.
- ❖ Filtros F6 y F8.
- ❖ Batería de apoyo caldera (agua entrada/salida 80°C/65°C) de 20 kW.
- ❖ Aerotermo 5,5 kW.

$kWh \cdot m^{-2} \cdot día^{-1}$	MEDIAS		ENERO		FEBRERO		MARZO		ABRIL		MAYO		JUNIO	
	GLOB.	DIR.	GLOB.	DIR.	GLOB.	DIR.	GLOB.	DIR.	GLOB.	DIR.	GLOB.	DIR.	GLOB.	DIR.
A Coruña	3.86	2.25	1.60	0.78	2.34	1.18	3.62	2.02	4.62	2.54	5.64	3.23	6.36	3.98
Albacete	4.98	3.39	2.49	1.54	3.39	2.22	4.72	3.14	5.97	4.10	6.65	4.31	7.65	5.41
Alicante	5.05	3.44	2.61	1.66	3.49	2.31	4.70	3.03	6.13	4.30	6.92	4.65	7.65	5.40
Almería	5.29	3.71	2.84	1.89	3.72	2.52	4.93	3.24	6.52	4.81	7.21	5.10	7.94	5.80
Ávila	4.63	3.05	2.13	1.26	3.06	1.87	4.44	2.79	5.45	3.37	6.15	3.75	7.31	5.08
Badajoz	5.02	3.54	2.43	1.54	3.34	2.20	4.80	3.16	5.84	3.92	6.80	4.60	7.84	5.81
Barcelona	4.56	2.99	2.18	1.36	3.14	2.09	4.34	2.80	5.69	3.85	6.47	4.17	7.10	4.73
Bilbao	3.54	1.98	1.56	0.81	2.23	1.18	3.43	1.89	4.30	2.34	5.17	2.87	5.55	3.20
Burgos	4.31	2.72	1.69	0.83	2.55	1.38	4.08	2.44	4.96	2.88	6.04	3.57	7.22	4.93
Cáceres	4.99	3.50	2.39	1.54	3.34	2.22	4.79	3.15	5.86	3.91	6.82	4.58	7.81	5.72
Cádiz	5.28	3.71	2.77	1.83	3.71	2.48	5.03	3.25	6.37	4.55	7.29	5.21	7.90	5.77
Castellón	4.76	3.19	2.43	1.61	3.34	2.29	4.53	2.99	5.88	4.07	6.52	4.20	7.24	4.92
Ceuta	4.91	3.21	2.57	1.56	3.31	2.01	4.41	2.62	5.97	4.10	6.74	4.55	7.64	5.31
Ciudad Real	5.03	3.46	2.36	1.42	3.39	2.22	4.85	3.23	5.92	3.98	6.70	4.36	7.81	5.64
Córdoba	5.12	3.59	2.62	1.73	3.53	2.38	4.91	3.26	5.92	4.00	6.76	4.51	7.85	5.74
Cuenca	4.73	3.14	2.24	1.40	3.18	2.06	4.49	2.91	5.40	3.42	6.26	3.80	7.44	5.13
Girona	4.36	2.79	2.14	1.34	3.04	2.00	4.27	2.76	5.29	3.42	5.99	3.64	6.56	4.09
Granada	5.20	3.63	2.77	1.86	3.64	2.48	4.92	3.27	5.98	4.15	6.88	4.67	7.90	5.72
Guadalajara	4.82	3.31	2.20	1.38	3.17	2.05	4.58	3.01	5.66	3.72	6.54	4.22	7.70	5.56
Huelva	5.22	3.70	2.69	1.78	3.63	2.43	4.97	3.21	6.12	4.22	7.01	4.86	7.92	5.87
Huesca	4.76	3.25	2.06	1.23	3.25	2.21	4.67	3.19	5.82	3.98	6.68	4.40	7.48	5.23
Jaén	5.18	3.58	2.68	1.74	3.57	2.37	4.94	3.27	6.06	4.13	6.86	4.57	7.95	5.77
Las Palmas	5.06	2.85	3.50	2.00	4.14	2.14	5.03	2.53	5.95	3.61	6.51	3.96	6.22	3.19
León	4.49	2.96	1.86	1.06	2.86	1.76	4.28	2.69	5.35	3.33	6.21	3.81	7.39	5.14
Lleida	4.79	3.29	1.98	1.15	3.25	2.21	4.73	3.26	6.03	4.29	6.81	4.54	7.60	5.37

$kWh \cdot m^{-2} \cdot día^{-1}$	JULIO		AGOSTO		SEPTIEMBRE		OCTUBRE		NOVIEMBRE		DICIEMBRE	
	GLOB.	DIR.	GLOB.	DIR.	GLOB.	DIR.	GLOB.	DIR.	GLOB.	DIR.	GLOB.	DIR.
A Coruña	6.30	4.00	5.71	3.65	4.39	2.73	2.71	1.42	1.74	0.81	1.34	0.63
Albacete	7.96	5.92	6.91	4.84	5.51	3.90	3.75	2.41	2.64	1.65	2.11	1.26
Alicante	7.73	5.56	6.82	4.65	5.45	3.79	3.99	2.69	2.81	1.84	2.27	1.44
Almería	7.89	5.74	7.02	4.91	5.71	4.11	4.15	2.81	3.02	2.02	2.46	1.59
Ávila	7.72	5.77	6.66	4.75	5.17	3.60	3.37	2.08	2.29	1.33	1.81	1.01
Badajoz	8.06	6.36	7.12	5.41	5.61	4.17	3.79	2.51	2.63	1.65	1.98	1.12
Barcelona	7.33	5.25	6.12	3.90	4.78	3.09	3.33	2.05	2.31	1.43	1.91	1.20
Bilbao	5.49	3.20	4.87	2.69	4.08	2.46	2.72	1.52	1.70	0.86	1.38	0.74
Burgos	7.42	5.37	6.44	4.43	4.96	3.35	3.05	1.77	1.92	0.96	1.45	0.72
Cáceres	8.08	6.37	7.07	5.33	5.54	4.07	3.66	2.39	2.56	1.58	1.98	1.14
Cádiz	7.96	5.90	7.11	5.10	5.80	4.22	4.13	2.78	2.96	1.94	2.38	1.51
Castellón	7.48	5.31	6.38	4.14	5.03	3.36	3.63	2.36	2.55	1.67	2.08	1.35
Ceuta	7.61	5.28	6.72	4.45	5.38	3.61	3.69	2.24	2.68	1.61	2.15	1.22
Ciudad Real	8.09	6.18	7.13	5.20	5.62	4.05	3.80	2.47	2.61	1.61	2.01	1.14
Córdoba	8.12	6.23	7.19	5.28	5.70	4.17	3.88	2.56	2.79	1.80	2.23	1.39
Cuenca	7.85	5.82	6.83	4.76	5.30	3.66	3.45	2.13	2.38	1.46	1.90	1.14
Girona	7.03	4.86	5.93	3.75	4.71	3.04	3.25	1.99	2.27	1.40	1.86	1.17
Granada	8.07	5.98	7.18	5.13	5.73	4.17	4.05	2.72	2.92	1.93	2.37	1.53
Guadalajara	7.95	6.09	6.96	5.04	5.41	3.87	3.52	2.24	2.34	1.43	1.85	1.09
Huelva	8.07	6.26	7.20	5.39	5.78	4.31	4.04	2.73	2.92	1.92	2.28	1.42
Huesca	7.69	5.74	6.58	4.51	5.24	3.71	3.47	2.24	2.33	1.45	1.79	1.04
Jaén	8.12	6.11	7.18	5.15	5.69	4.07	3.95	2.57	2.82	1.81	2.29	1.41
Las Palmas	6.06	2.95	6.05	3.22	5.64	3.39	4.70	2.94	3.71	2.28	3.24	1.94
León	7.58	5.60	6.57	4.69	4.99	3.44	3.13	1.91	2.09	1.17	1.56	0.85
Lleida	7.72	5.77	6.61	4.51	5.29	3.78	3.55	2.30	2.29	1.39	1.64	0.88

Mes	N días de cada mes	T red (°C)	T red (k)	Energía mes	T amb (°C)	T amb (k)
Enero	31	8	281	1,6	10,4	283,4
Febrero	28	9	282	2,34	10,9	283,9
Marzo	31	11	284	3,62	11,7	284,7
Abril	30	1	274	4,62	12,5	285,5
Mayo	31	14	287	5,64	14,4	287,4
Junio	30	15	288	6,36	16,7	289,7
Julio	31	16	289	6,3	18,7	291,7
Agosto	31	15	288	5,71	19,2	292,2
Septiembre	30	14	287	4,39	18,2	291,2
Octubre	31	13	286	2,71	15,6	288,6
Noviembre	30	11	284	1,74	13	286
Diciembre	31	8	281	1,34	14,4	287,4

Demanda	2060	l/día
Densidad del agua	1	kg/l
Cp	4180	J/Kg K
T almacenamiento	333	K
N captadores	7	
Superficie captadores	2,426	m2
Superficie total cap.	16,982	m2
eficiencia	0,794	
modificador angulo	0,96	
correccion adaptador	0,95	
T referencia	373	K
U	3,833	W/m2K
Fr' U	3,8161	
V almacenamiento	200	l/m2
V almc total	3396,4	l/m2

k1	0,78254229
----	------------

Carga calorífica, J	Carga calorífica, MJ	Energía abs MJ	D1
13880609600	13880,6096	2195,777621	0,158190287
12296222400	12296,2224	2900,551406	0,235889634
13079805200	13079,8052	4967,946868	0,379818108
15241116000	15241,116	6135,781821	0,402580875
12279000800	12279,0008	7740,116115	0,630353906
11624580000	11624,58	8446,660688	0,72662072
11745131200	11745,1312	8645,874384	0,736124121
12012066000	12012,066	7836,181386	0,652359168
11882904000	11882,904	5830,320821	0,49064781
12545935600	12545,9356	3719,098346	0,296438501
12657876000	12657,876	2310,878868	0,182564505
13880609600	13880,6096	1838,963758	0,132484366

Intervalo estudiado
744
672
744
720
744
720
744
744
720
744
720
744

153125,8564

Energía perdida Wh	Energía perdida MJ
3380627,698	12170,25971
3036430,725	10931,15061
3331578,413	11993,68229
3194897,649	11501,63153
3229706,819	11626,94455
3041542,561	10949,55322
3067466,874	11042,88075
3048601,764	10974,96635
2986772,887	10752,38239
3184430,555	11463,95
3176641,091	11435,90793
3229706,819	11626,94455

D2
0,876781357
0,888984458
0,916961843
0,754644971
0,946896636
0,941931082
0,940209229
0,913661842
0,904861505
0,913758078
0,903461839
0,837639332

f
0,101124948
0,173018417
0,298577703
0,327924201
0,496735086
0,566957942
0,573765157
0,515095868
0,391093749
0,226174362
0,122568118
0,078892536

Carga útil (MJ)
1403,675925
2127,472934
3905,338188
4997,930791
6099,410516
6590,647956
6738,947048
6187,365557
4647,329478
2837,568983
1551,452033
1095,076499

48182,21591

Aporte solar mensual
0,101124948
0,173018417
0,298577703
0,327924201
0,496735086
0,566957942
0,573765157
0,515095868
0,391093749
0,226174362
0,122568118
0,078892536

Cobertura solar anual

31,46576094

MODELO	FKT-2 S	FKT-2 W
Montaje	Vertical	Horizontal
Dimensiones (mm)	1175x2170x87	2170x1175x87
Área total (m ²)	2,55	2,55
Área del absorbedor (m ²)	2,426	2,426
Volumen del absorbedor (l)	1,6	1,96
Peso en vacío (kg)	44	45
Presión trabajo máx. (bar)	10	10
Caudal nominal (l/h)	50	50
Material de la caja	Fibra de vidrio, con esquinas de plástico y chapa de acero tratada con aluminio y zinc.	Fibra de vidrio, con esquinas de plástico y chapa de acero tratada con aluminio y zinc.
Aislamiento	Lana mineral, de 55 mm. de espesor	Lana mineral, de 55 mm. de espesor.
Absorbedor	Selectivo	Selectivo
Recubrimiento absorbedor	PVD	PVD
Circuito hidráulico	Doble serpentín	Doble serpentín
Curva de rendimiento instantáneo según EN 12975-2 (basada en el área de apertura)		
Factor de eficiencia n ₀	0,794	0,802
Coef. pérdidas líneas (W/m ² K)	3,863	3,833
Coef. pérdidas secundarias (W/m ² K ²)	0,013	0,015

	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic	Año
Álava	5	6	8	10	11	12	13	12	11	10	8	5	9.3
Albacete	5	6	8	10	11	12	13	12	11	10	8	5	9.3
Alicante	8	9	11	13	14	15	16	15	14	13	11	8	12.3
Almería	8	9	11	13	14	15	16	15	14	13	11	8	12.3
Asturias	6	7	9	11	12	13	14	13	12	11	9	6	10.3
Ávila	4	5	7	9	10	11	12	11	10	9	7	4	8.3
Badajoz	6	7	9	11	12	13	14	13	12	11	9	6	10.3
Baleares	8	9	11	13	14	15	16	15	14	13	11	8	12.3
Barcelona	8	9	11	13	14	15	16	15	14	13	11	8	12.3
Burgos	4	5	7	9	10	11	12	11	10	9	7	4	8.3
Cáceres	6	7	9	11	12	13	14	13	12	11	9	6	10.3
Cádiz	8	9	11	13	14	15	16	15	14	13	11	8	12.3
Cantabria	8	9	11	13	14	15	16	15	14	13	11	8	12.3
Castellón	8	9	11	13	14	15	16	15	14	13	11	8	12.3
Ceuta	8	9	10	12	13	13	14	13	13	12	11	8	11.3
Ciudad Real	5	6	8	10	11	12	13	12	11	10	8	5	9.3
Córdoba	6	7	9	11	12	13	14	13	12	11	9	6	10.3
La Coruña	8	9	11	13	14	15	16	15	14	13	11	8	12.3
Cuenca	4	5	7	9	10	11	12	11	10	9	7	4	8.3
Gerona	6	7	9	11	12	13	14	13	12	11	9	6	10.3
Granada	6	7	9	11	12	13	14	13	12	11	9	6	10.3
Guadalajara	6	7	9	11	12	13	14	13	12	11	9	6	10.3
Guipúzcoa	8	9	11	13	14	15	16	15	14	13	11	8	12.3
Huelva	8	9	11	13	14	15	16	15	14	13	11	8	12.3
Huesca	5	6	8	10	11	12	13	12	11	10	8	5	9.3
Jaén	8	9	11	13	14	15	17	16	14	13	11	7	12.3
León	4	5	7	9	10	11	12	11	10	9	7	4	8.3
Lérida	5	6	8	10	11	12	13	12	11	10	8	5	9.3
Lugo	6	7	9	11	12	13	14	13	12	11	9	6	10.3
Madrid	6	7	9	11	12	13	14	13	12	11	9	6	10.3
Málaga	8	9	11	13	14	15	16	15	14	13	11	8	12.3
Melilla	8	9	11	13	14	15	16	15	14	13	11	8	12.3
Murcia	8	9	11	13	14	15	16	15	14	13	11	8	12.3
Navarra	5	6	8	10	11	12	13	12	11	10	8	5	9.3
Orense	5	7	9	11	12	13	14	13	12	11	9	6	10.2
Palencia	5	6	8	10	11	12	13	12	11	10	8	5	9.3
Las Palmas	8	9	11	13	14	15	16	15	14	13	11	8	12.3
Pontevedra	8	9	11	13	14	15	16	15	14	13	11	8	12.3
La Rioja	6	7	9	11	12	13	14	13	12	11	9	6	10.3
Salamanca	5	6	8	10	11	12	13	12	11	10	8	5	9.3
S. C. Tenerife	8	9	11	13	14	15	16	15	14	13	11	8	12.3
Segovia	4	5	7	9	10	11	12	11	10	9	7	4	8.3
Sevilla	8	9	11	13	14	15	16	15	14	13	11	8	12.3
Soria	4	5	7	9	10	11	12	11	10	9	7	4	8.3
Tarragona	6	7	9	11	12	13	14	13	12	11	9	6	10.3
Teruel	4	5	7	9	10	11	12	11	10	9	7	4	8.3
Toledo	6	7	9	11	12	13	14	13	12	11	9	6	10.3
Valencia	8	9	11	13	14	15	16	15	14	13	11	8	12.3
Valladolid	5	6	8	10	11	12	13	12	11	10	8	5	9.3
Vizcaya	6	7	9	11	12	13	14	13	12	11	9	6	10.3
Zamora	5	6	8	10	11	12	13	12	11	10	8	5	9.3
Zaragoza	5	6	8	10	11	12	13	12	11	10	8	5	9.3

21. Bibliografía

- [1] Introduction to heat transfer. Incropera. Frank P. (2006) John Wiley & sons.
- [2] Reglamento de las instalaciones térmicas de los edificios.
- [3] Manual de aire acondicionado. Carrier International Limited. (1999) Barcelona: Marcombo
- [4] Fundamentos de termodinámica técnica. Michael J. Moran, Howard N. Shapiro. (2004). Reverte
- [5] Código técnico de la edificación. (CTE)
- [6] Ashrae Handbook: Fundamentals. (2009) American Society of heating, refrigerating and air-conditioning Engineers.
- [7] Ashrae Handbook: HVAC Applications. (2011) American Society of heating, refrigerating and air-conditioning Engineers.
- [8] Victorio Díaz, Raúl Barreneche (2005). Acondicionamiento térmico de los edificios. Capítulo 2, 3 y 7. Nobuko.
- [9] DTIE 9.06. Selección de equipos secundarios según el sistema. José Manuel Cejudo López. Madrid: Atecyr
- [10] DTIE 7.05. Cálculo de cargas térmicas. Jose manuel Pinazo Ojer. Madrid: Atecyr.
- [11] DTIE 10.06 Piscinas cubiertas. Sistemas de climatización. Deshumectación y ahorro de energía mediante bomba de calor. Pedro Torrero Gras. (2008) Madrid: Atecyr.
- [12] Curso del refrigerante R407C y R410 A. España: Haier

Páginas Web

- [1] Irpen. Consideraciones sobre el Policarbonato Celular como aislante térmico. (2014). www.worldpress.com
- [2] Diagrama Psicométrico (2012). www.frioycalor.com
- [3] Psicrometría. Universidad de Loyola. www.en.calameo.com
- [4] Calefacción y producción de calor. www.imacifp.com
- [5] Boletín retorno de refrigerante líquido. www.emersonclimate.com
- [6] Tipos de compresores. www.mundocompresor.com